

VŠB- Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zdvih kabiny řidiče kolesového rýpadla KK-550

Operator Cab Lifting of Bucket Wheel Excavator KK-550 type

Student: Bc. Monika Hloušková
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Monika Hloušková**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Zdvih kabiny řidiče kolesového rýpadla KK-550**
Operator Cab Lifting of Bucket Wheel Excavator KK-550 type

Zásady pro vypracování:

V rámci zadání proveďte stručnou rešerši dané problematiky. Návrh a výpočet zdvihu kabiny řidiče kolesového rýpadla KK-550. Porovnejte možné varianty umístění kabiny řidiče a také navrhnete možné varianty zdvihu kabiny. U vybrané varianty proveďte potřebné pevnostní a kinematické výpočty. Bližší specifikaci provozních podmínek a zatížení určí zadavatel – fa NOEN a.s. Uničov.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Poděkování

Tímto bych chtěla poděkovat vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné rady a poznámky, které mi poskytoval v průběhu vypracovávání diplomové práce. Zvláštní poděkování patří panu Ing. Tomášovi Bačíkovi a panu Ing. Richardovi Tichému z firmy NOEN a.s. za jejich ochotu, pomoc a vstřícnost při konzultacích mých nápadů. Děkuji též kamarádům a své rodině za podmětné připomínky, které mě přiměly hledat nová a vhodnější řešení.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byla jsem seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/1200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 ods.3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě

.....
plné jméno studenta

Generála Svobody 1217

Uničov, 783 91

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HLOUŠKOVÁ, Monika. Zdvih kabiny řidiče kolesového rýpadla KK-550. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2012, 81 s., Diplomová práce, vedoucí FRIES, Jiří.

Předmětem této diplomové práce je návrh a výpočet zdvihu kabiny řidiče kolesového rýpadla KK- 550. V první části se seznámíte s dosud používanými zdvihy kabin řidiče u existujících kolesových rýpadel. Další část podrobně popisuje kolesové rýpadlo KK- 550 a to jeho základní konstrukční celky. Následující kapitola se věnuje navrženým variantám zdvihu pro kolesové rýpadlo KK- 550 a volbě nejvhodnější z nich. Dále následuje u vybrané vhodné varianty pevnostní a kinematický výpočet. Výpočet zahrnuje rozbor zatížení kabiny, zabývá se volbou převodovky, motoru a spojky, kontrolu pláště lanového bubnu, kontrola hřídele bubnu, kontrolu zvolených ložisek a na závěr kontrola brzd.

ANOTATION OF THESIS

Hloušková, Monika. Operator Cab Lifting of Bucket Wheel Excavator KK-550 type. Ostrava: Department of Production Machinery and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2012, 81 p. Thesis, head: FRIES, Jiří.

The purpose of this thesis is design and calculation of Operator cab lifting of bucket wheel excavator KK-550 type. The first part is familiar with today Operator cab lifting for existing bucket wheel excavators. Next part describes basic structural units of wheel excavator KK-550. Next chapter is devoted to options proposed for lifting wheel excavator KK-550 and selecting the best of them. After that it is followed by an appropriate option for the selected strength and kinematic analysis. The calculation includes the cab load analysis, deals with the choice of transmissions, electric motor and clutch, checking of rope drum shell, drum shaft, choosed bearings, operating speed and in conclusion brake check.

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ	9
1 ÚVOD	16
2 KOLESOVÁ RÝPADLA A MÍSTO NAsAZENÍ	17
3 VARIANTY UMÍSTĚNÍ KABIN ŘIDIČE A VARIANTY JEJICH ZDVIHU	18
3.1 Kolesové rýpadlo K-650	18
3.2 Kolesové rýpadlo K-10 000	19
3.3 Kolesové rýpadlo KU-800	21
3.4 Kolesové rýpadlo KK-1300	23
3.5 Kolesové rýpadlo KU-300	25
4 KOLESOVÉ RÝPADLO KK-550	28
4.1 Základní parametry kolesového rýpadla KK-550	28
4.2 Technický popis kolesového rýpadla KK-550	31
4.2.1 Housenicový podvozek	32
4.2.2 Spodní stavba	32
4.2.3 Otočná deska	33
4.2.4 Předávací výložník	34
4.2.5 Vyvažovací výložník	35
4.2.6 Kolesový výložník	35
4.2.7 Spojovací most a teleskop	38
4.2.8 Podpěrný vůz	39
4.3 Výběr vhodné varianty umístění kabiny a volba zdvihu	42
4.3.1 První varianta	42
4.3.2 Druhá varianta	42
4.3.3 Třetí varianta	44
4.3.4 Výběr varianty zdvihu a důvody volby	45
4.4 Popis kabiny řidiče a její výbava	46
5 NÁVRH ZDVIHU KABINY	47
6 PEVNOSTNÍ A KINEMATICKÉ VÝPOČTY	48
6.1 Zatížení	48
6.1.1 Návrh kladkostroje	49
6.1.2 Volba lana	49

6.1.3	Návrh kladek.....	50
6.1.4	Kontrola lana podle ČSN 27 7020.....	52
6.2	Volba převodovky, motoru a spojky.....	55
6.2.1	Volba převodovky	55
6.2.2	Volba motoru.....	56
6.2.3	Volba spojky.....	56
6.3	Kontrola pláště lanového bubnu	57
6.4	Kontrola hřídele bubnu	60
6.4.1	Výpočet reakcí - vliv hmotnosti	61
6.4.2	Místo řezu B-B	62
6.4.3	Místo řezu C-C	67
6.4.4	Volba per	68
6.5	Kontrola zvolených ložisek.....	70
6.5.1	Kontrola ložiska bubnu u převodovky	70
6.6	Výpočet brzd.....	74
6.6.1	Brzda za motorem.....	74
6.6.2	Brzda za lanovým bubnem	75
7	ZÁVĚR.....	76
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	77
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	79
	SEZNAM TABULEK	80
	PŘÍLOHY	81

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

Označení	Jednotka	Význam
A	N	reakce v uložení ložisek
A_O	mm^2	plocha jádra šroubu
B	N	reakce v uložení ložisek
C	kN	dynamická únosnost ložiska
C_O	kN	statická únosnost ložiska
D_B	mm	průměr bubnu
F_{BR1}, F_{BR2}	N	brzdná síla
F_{LMP}	kN	síla v lanech působící na buben při zvedání mimo provoz
F_{LP}	kN	síla v laně v místě příložky
F_{LZP}	kN	síla v lanech působící na buben při zvedání za provozu
F_{SB1}, F_{SB2}	N	svěrná síla
F_{TLMP}	kN	tah v lanech mimo provoz
F_{TLZP}	kN	tah v lanech za provozu
F_V	kN/m^2	síla větru
G_B	N	tíhová síla od hmotnosti bubnu, hřídele a lana na bubnu
G_{BS}	kg	hmotnost brzdy a spojky
G_K	kg	hmotnost kabiny
G_{KN}	kg	hmotnost kotouče a náboje
G_M	kg	hmotnost motoru
G_{OB}	kg	hmotnost obsluhy v kabině
$G_{PŘ}$	kg	hmotnost převodovky
G_R	kg	hmotnost rámu
G_{RK}	kg	hmotnost rámu kabiny
L_{hvyyp}	hod	trvanlivost ložisek
M_{BR1}, M_{BR2}	$N \cdot m$	brzdný moment
M_{KB}	$kN \cdot mm$	kroutící moment na bubnu
M_{KBB}	$N \cdot m$	kroutící moment na bubnu
M_{KC}	$N \cdot mm$	kroutící moment v řezu C-C
M_{KM}	$N \cdot m$	kroutící moment na motoru
M_{KMP}	$N \cdot mm$	kroutící moment mimo provoz

M_{KMPB}	$N \cdot mm$	kroutící moment mimo provoz v místě řezu B-B
M_{KMPJV}	$kN \cdot mm$	kroutící moment na bubnu mimo provoz při poruše jedné větve
M_{KPR}	$kN \cdot mm$	provozní kroutící moment na bubnu
M_{KPRJV}	$kN \cdot mm$	kroutící moment na bubnu provozní při poruše jedné větve
M_{KS}	$N \cdot m$	kroutící moment na spojce
M_{KUB}	$N \cdot mm$	kroutící moment (únavová kontrola)
M_{KZP}	$N \cdot mm$	kroutící moment za provozu
M_{KZPB}	$N \cdot mm$	kroutící moment za provozu v místě řezu B-B
M_{OC}	$N \cdot mm$	ohybový moment v místě řezu C-C
M_{OMP}	$N \cdot mm$	ohybový moment mimo provoz
M_{OMPB}	$N \cdot mm$	ohybový moment v místě řezu B-B mimo provoz
$M_{OŠR}$	$N \cdot mm$	ohybový moment šroubu
M_{OUB}	$N \cdot mm$	ohybový moment (únavová kontrola)
M_{OZP}	$N \cdot mm$	ohybový moment za provozu
M_{OZPB}	$N \cdot mm$	ohybový moment v místě řezu B-B za provozu
$M_{POŽ}$	$kN \cdot mm$	požadovaný moment
N_L	kN	jmenovitá nosnost lana
P	N	ekvivalentní dynamické zatížení
P_1	N	tíhová síla od hmotnosti pohonu
P_{1aMPP}	N	reakce na moment mimo provoz pro kontrolu prosté pevnosti
P_{1aZPP}	N	reakce na moment za provozu pro kontrolu prosté pevnosti
P_{1aZPU}	N	reakce na moment za provozu pro kontrolu únavy
P_{1SZ}	N	zatížení z hmotnosti pohonu a reakce na moment
P_2	N	tíhová síla od hmotnosti kotouče a náboje
P_{2SZ}	N	zatížení z hmotnosti brzdného kotouče a odhadnuté nerovnoměrnosti tření
P_3	N	tíhová síla v uložení bubnu
P_4	N	tíhová síla v uložení bubnu
P_5	N	nerovnoměrnost třecí síly na třmenech
P_{PM}	W	požadovaný výkon motoru
Re_B	MPa	mez kluzu materiálu pláště bubnu
Re_H	MPa	mez kluzu materiálu hřídele
Re_{PB}	MPa	mez kluzu materiálu pera pro uchycení bubnu

Re_{PK}	MPa	mez kluzu materiálu pera pro uchycení brzdného kotouče
Re_{PP}	MPa	mez kluzu materiálu pera pro uchycení převodovky
$Re_{\dot{s}R}$	MPa	mez kluzu materiálu šroubů
Rm	MPa	jmenovitá pevnost drátků lana
Rm_H	MPa	mez pevnosti materiálu hřídele podle empirických vzorců
S_{CJV}	N	celkové zatížení ložiska za provozu kdy jedna větev kladkostroje je funkční
S_{COV}	N	celkové zatížení ložiska za provozu kdy obě větve kladkostroje jsou funkční
S_{CSJV}	N	celkové svislé zatížení ložiska za provozu kdy je jedna větev kladkostroje funkční
S_{CSOV}	N	celkové svislé zatížení ložiska za provozu kdy obě větve kladkostroje jsou funkční
S_{CVJV}	N	celkové vodorovné zatížení za provozu kdy je funkční jedna větev kladkostroje
S_{CVOV}	N	celkové vodorovné zatížení za provozu kdy obě větve kladkostroje jsou funkční
S_K	m^2	půdorys kabiny
S_{LB}	N	zatížení na jedno ložisko bubnu
S_{LO}	N	osové zatížení ložiska
S_{LLJV}	N	zatížení ložiska lany kdy je jen jedna větev kladkostroje funkční
S_{LLJVS}	N	svislá složka zatížení ložiska lany kdy je jen jedna větev kladkostroje funkční
S_{LLJVV}	N	vodorovná složka zatížení ložiska lany kdy je jen jedna větev kladkostroje funkční
S_{LLOV}	N	zatížení ložiska lany kdy jsou obě větve kladkostroje funkční
S_{LLOVS}	N	svislá složka zatížení ložiska bubnu lany kdy jsou obě větve kladkostroje funkční
S_{LLOVV}	N	vodorovná složka zatížení ložiska bubnu lany kdy jsou obě větve kladkostroje funkční
S_V	kN	zatížení na obě větve kladkostroje vlivem větru

S_{VV}	kN	zatížení na obě větve kladkostroje vlivem hmotnosti celé kabiny
S_{ZMP}	kN	celkové zatížení mimo provoz
S_{ZZP}	kN	celkové zatížení za provozu
S_{ZZPJV}	kN	zatížení kladkostroje při poruše jedné větve za provozu
W_{KB}	mm^3	průřezový modul v krutu bubnu
W_{KBB}	mm^3	průřezový modul v krutu v místě řezu B-B
W_{KC}	mm^3	průřezový modul v krutu v řezu C-C
W_{OB}	mm^3	průřezový modul v ohybu bubnu
W_{OBB}	mm^3	průřezový modul v ohybu v místě řezu B-B
W_{OC}	mm^3	průřezový modul v ohybu v řezu C-C
$W_{O\check{S}R}$	mm^3	odporový modul průřezu jádra šroubu
$Y_0 - Y_2$	—	koeficienty zatížení u ložiska
Z	kN	osová síla potřebná ve šroubech přílozek
a	mm	rozměr drážky kladky
a_{BR1}, a_{BR2}	—	počet třmenů působících na brzdny disk
b	mm	rozměr drážky kladky
b_{PK}	mm	šířka drážky pera pro uchycení brzdného kotouče
c	mm	rozměr drážky kladky
$d_{3\check{S}R}$	mm	malý průměr šroubu přídržky
d_{B-B}	mm	průměr hřídele v místě řezu B-B
d_{BK1}, d_{BK2}	m	průměr brzdného kotouče
d_{BL}	mm	průměr bubnu pod lanem
d_{BV}	mm	vnitřní průměr bubnu
d_{C-C}	mm	průměr hřídele pod brzdovým kotoučem
d_{HK}	mm	průměr hřídele pod převodovkou
d_{HP}	mm	průměr hřídele pod brzdovým kotoučem
d_L	mm	průměr lana
d_{MB}	mm	průměr hřídele pod bubnem
$d_{\check{S}R}$	mm	průměr šroubu přídržky
e	mm	rozměr drážky kladky
e_L	—	ložiskový koeficient
f	—	součinitel tření mezi bubnem a lanem

i_{KL}	—	převod kladkostroje
$i_{PŘ}$	—	převodový poměr převodovky
$i_{šR}$	—	počet šroubů
k_{BR1}, k_{BR2}	—	bezpečnost brzd
k_{MP}	—	bezpečnost mimo provoz při poruše jednoho z lan
k_{MPB}	—	součinitel statické bezpečnosti v místě řezu B-B mimo provoz
k_{MPDOV}	—	dovolená bezpečnost mimo provoz při poruše jednoho z lan
k_{PBMP}	—	součinitel bezpečnosti pera pro uchycení bubnu mimo provoz
k_{PBZP}	—	součinitel bezpečnosti pera pro uchycení bubnu za provozu
k_{Bdov}	—	dovolená bezpečnost brzd
k_{PK}	—	součinitel bezpečnosti pera pro uchycení bubnu
k_{PPMP}	—	součinitel bezpečnosti pera pro uchycení převodovky mimo provoz
k_{PPZP}	—	součinitel bezpečnosti pera pro uchycení převodovky za provozu
k_{SMP}	—	součinitel statické bezpečnosti mimo provoz
k_{SP}	—	bezpečnost zvolené spojky
k_{SZP}	—	součinitel statické bezpečnosti za provozu
k_{UB}	—	výsledná bezpečnost v místě řezu B-B
k_{ZP}	—	bezpečnost za provozu
k_{ZPDOV}	—	dovolená bezpečnost za provozu
k_{ZPB}	—	součinitel statické bezpečnosti v místě řezu B-B za provozu
$l_1 - l_{11}$	mm	délka působení reakčních sil
l_B	mm	délka bubnu
l_{B-B}	mm	vzdálenost řezu B-B od reakce P_2
l_{C-C}	mm	vzdálenost řezu C-C od reakce P_1
l_M	mm	rameno momentu
l_{NL}	mm	navíjená délka lana
l_{PB}	mm	délka pera pro uchycení bubnu
l_{PK}	mm	délka pera pro uchycení brzdného kotouče
l_{PP}	mm	délka pera pro uchycení převodovky
l_{ZB}	mm	délka závitů na bubnu
n	—	počet závěrných závitů

n_B	ot/min	rychlost otáčení bubnu
n_M	ot/min	otáčení motoru
n_{VP}	ot/min	otáčky na výstupu z převodovky
r	mm	poloměr
$r_1 - r_3$	mm	poloměry drážky kladky
t	mm	stoupání závitu drážek lanových bubnů
t_{1B}	mm	hloubka drážky v náboji (buben)
t_{1K}	mm	hloubka drážky v náboji (brzdny kotouč)
t_{1P}	mm	hloubka drážky v náboji (převodovka)
t_{BL}	mm	tloušťka bubnu pod lanem
v_{NAV}	m/s	rychlost navíjení
v_{ZD}	m/s	průměrná rychlost zdvihu
y_{KL}	mm	rozdíl délek kladkostroje mezi polohou dolní a horní
z_B	—	počet závitů na bubnu
α	rad	úhel opásání
α_Z	$^\circ$	úhel sklonu působení reakčních sil P_3, P_4
$\alpha_{\sigma CUB}$	—	tvárový součinitel v osazení v ohybu
$\alpha_{\tau CUB}$	—	tvárový součinitel v osazení v krutu
β	$^\circ$	úhel sklonu lana u čel lanového bubnu
β_σ, β_τ	—	vrubový součinitel v místě řezu B-B
γ_w	—	dynamický součinitel
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	—	součinitel vlivu velikosti součásti
η_1	—	účinnost kladky na valivých ložiskách
η_C	—	součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu
η_{KL}	—	účinnost kladkostroje
η_P	—	součinitel vlivu jakosti povrchu
μ_{BR}	—	součinitel tření brzd
σ_{CUB}	MPa	mez únavy v ohybu podle empirických vzorců
σ_{CUB}^*	MPa	skutečná mez únavy v ohybu
$\sigma_{CŠR}$	MPa	celkové napětí šroubu
σ_{OC}	MPa	jmenovité ohybové napětí v řezu C-C
σ_{OK}	MPa	otlačení pera pro uchycení bubnu
σ_{OMP}	MPa	ohybové napětí mimo provoz

σ_{OMPB}	<i>MPa</i>	jmenovité ohybové napětí mimo provoz v místě řezu B-B
σ_{OMPP}	<i>MPa</i>	otlačení pera pro uchycení převodovky mimo provoz
σ_{OTMPB}	<i>MPa</i>	otlačení pera pro uchycení bubnu mimo provoz
σ_{OTZPB}	<i>MPa</i>	otlačení pera pro uchycení bubnu za provozu
σ_{OUB}	<i>MPa</i>	jmenovité napětí v ohybu
σ_{OZP}	<i>MPa</i>	ohybové napětí za provozu
σ_{OZPB}	<i>MPa</i>	jmenovité ohybové napětí za provozu v místě řezu B-B
σ_{OZPP}	<i>MPa</i>	otlačení pera pro uchycení převodovky za provozu
σ_{TMPJV}	<i>MPa</i>	napětí v obvodovém tlaku mimo provoz kdy je jedna větev kladkostroje funkční
σ_{TMPOV}	<i>MPa</i>	napětí v obvodovém tlaku mimo provoz kdy obě větve kladkostroje jsou funkční
σ_{TZPJV}	<i>MPa</i>	napětí v obvodovém tlaku za provozu kdy jen jedna větev kladkostroje je funkční
σ_{TZPOV}	<i>MPa</i>	napětí v obvodovém tlaku za provozu kdy obě větve kladkostroje jsou funkční
σ_{redMPB}	<i>MPa</i>	srovnávací napětí mimo provoz u hřídele bubnu
σ_{redSMP}	<i>MPa</i>	srovnávací napětí mimo provoz u kontroly pláště bubnu
σ_{redSZP}	<i>MPa</i>	srovnávací napětí za provozu u kontroly pláště bubnu
σ_{redZPB}	<i>MPa</i>	srovnávací napětí za provozu u hřídele bubnu
τ_{CUB}	<i>MPa</i>	mez únavy v krutu podle empirických vzorců
τ_{CUB}^*	<i>MPa</i>	skutečná mez únavy v krutu
τ_{KC}	<i>MPa</i>	jmenovité smykové napětí v řezu C-C
τ_{KMP}	<i>MPa</i>	smykové napětí mimo provoz
τ_{KMPB}	<i>MPa</i>	jmenovité smykové napětí mimo provoz
τ_{KUB}	<i>MPa</i>	jmenovité napětí v krutu
τ_{KZP}	<i>MPa</i>	smykové napětí za provozu
τ_{KZPB}	<i>MPa</i>	jmenovité smykové napětí za provozu
φ	—	dynamický součinitel
φ_V	—	součinitel větru
ω_B	s^{-1}	úhlová rychlost otáčení bubnu

1 ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá návrhem pohonu zdvihu kabiny řidiče kolesového rýpadla KK-550. V úvodní části se seznámíte s místem a podmínkami, ve kterých bude rýpadlo pracovat. Dále popisují varianty umístění kabiny řidiče, typy jejich zdvihů nebo závěsů a popis vybavení kabiny u kolesových rýpadel již na povrchových dolech používaných. Jsou to kolesová rýpadla K-650, K-10 000, KU-800, KK-1 300 a KU-300.

Následující kapitoly, se týkají jen kolesového rýpadla KK-550. Věnují se použití rýpadla, jeho technologickým možnostem a uvedeny jsou i jeho hlavní technické údaje. Podrobně je popsán i technický popis základních celků rýpadla, housenicový podvozek, spodní stavba, otočná deska, předávací výložník, vyvažovací výložník, kolesový výložník, spojovací most, teleskop a podpěrný vůz. V další části jsou uvedeny tři možné varianty vhodné pro zdvih kabiny řidiče rýpadla KK-550. Pro následný návrh a výpočet je zvolena nejvhodnější z nich, a to varianta třetí po domluvě zadavatele, výrobce a projektantů firmy Noen a.s. Dále je uveden technický popis konstrukce s popisem základních částí zdvihu a na závěr kinematický a pevnostní výpočet zdvihu kabiny. Výpočet se zabývá zatížením kabiny, volbou příslušenství k pohonu zdvihu a jejich následné kontroly bezpečnosti.

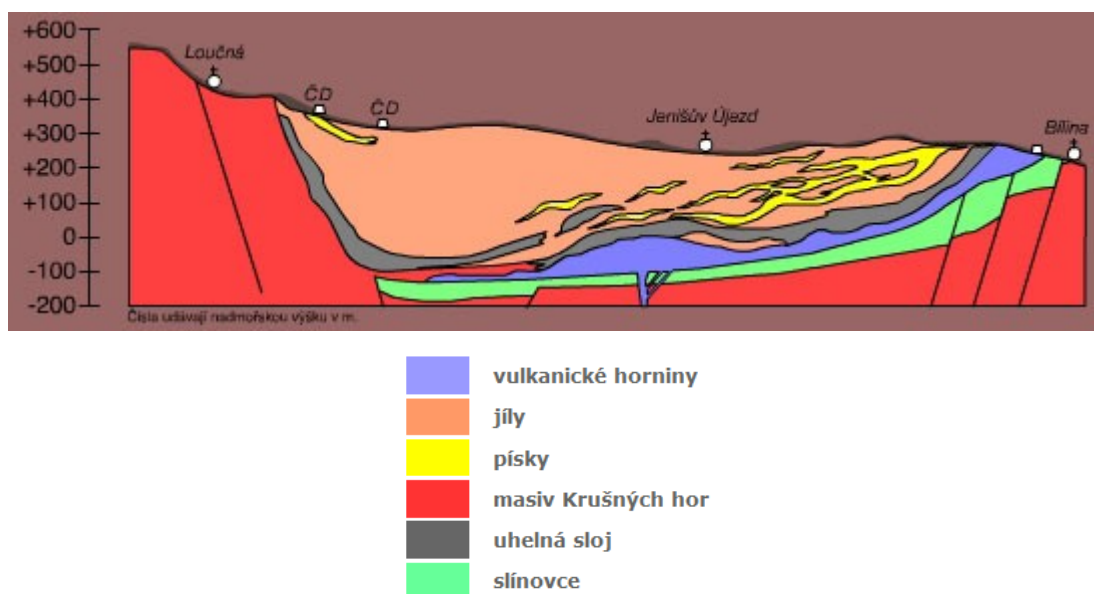
2 KOLESOVÁ RÝPADLA A MÍSTO NASAZENÍ

Kolesová rýpadla jsou převážně nasazována pro povrchové dobývání uhelných ložisek. V menší míře jsou používána na rudných lomech a lomech pro dobývání jiných dalších surovin. Kolesových rýpadel se také využívá ve stavebnictví. Kolesová rýpadla pracují v kombinaci s dálkovou pásovou dopravou, kolejovou či automobilovou dopravou. Jsou také používány se skřývkovými mosty nebo zakladači.

Kolesová rýpadla jsou projektována dle specifických požadavků a přání zákazníka a vždy zohledňují konkrétní podmínky lokality, ve které budou nasazena.

Kolesová rýpadla, se kterými se v následujících kapitolách seznámíme jsou nasazena a pracují v hnědouhelném povrchovém dolu Bílina (Severočeské doly a.s.). Těžbu skřývky zajišťuje technologický celek řady TC3, skládající se z rýpadla K 10 000, dálkové pásové dopravy šíře 2200 mm a zakladače ZP 10 000, dále technologické celky TC2 tvořené rýpadly KU 800, K 2000 a KK 1300, dálkovou pásovou dopravou šíře gumového pásma 1800 mm až 2000 mm a zakladači ZPD 8000, ZP 5500, ZP 6600 a ZPDH 6300. Na uhelném lomu pro těžbu skřývky nad hlavou uhelné sloje a pro těžbu uhlí jsou nasazena rýpadla KU 300S a K 650 řady TC1. Těžené uhlí z lomu je dopravováno do úpravny dálkovou pásovou dopravou šíře 1200 mm a 1600 mm. Odtěžené skřývkové hmoty nutné k začištění uhelné sloje jsou dopravovány dálkovou pásovou dopravou šíře 1600 mm na vnitřní výsypku k zakladačům ZP 2500 a ZP 3500. Roční těžba je 8-9 mil. tun uhlí při odebrání nadložních zemin 50 mil. m³.

Veškeré vytěžené uhlí v závislosti na jeho kvalitě je upraveno tříděním, drcením a rozdrůžováním v úpravně uhlí Ledvice na obchodní uhelné produkty.



Obr. 2.1 Geologický profil povrchového dolu Bílina, [12]

3 VARIANTY UMÍSTĚNÍ KABIN ŘIDIČE A VARIANTY JEJICH ZDVIHU

3.1 Kolesové rýpadlo K-650

Technický popis rýpadla K-650

Je rýpadlo s malými dosahovými parametry vyznačující se jednoduchou konstrukcí a nízkou hmotností, což umožňuje použití jednoduchého dvouhousenicového podvozku i u poměrně výkonného stroje. Rozebíratelné spojení ocelové konstrukce rámu podvozku, ocelové konstrukce otočného svršku spolu s rozdělením strojovny s elektrozařízením do tří částí dává možnost snadné montáže a demontáže stroje. Oblast jeho použití z povrchových dolů i na zemní práce ve stavebnictví.

Umístění kabiny a její závěs

Kabina řidiče je umístěna na pravé straně otočného svršku rýpadla. Její zavěšení je provedeno jednoduše na nosné konzole horní otočné stavby rýpadla.

Výhodou této kabiny je její konstrukční jednoduchost. Neobjevují se zde žádné složité mechanismy, které potřebují pro svou funkčnost každodenní kontrolu a údržbu. *Výhodou* je i menší vliv vibrací na kabinu při dobývání.

Nevýhodou závěsu kabiny je, že není výškově stavitelná. Řidič rýpadla má při dobývání špatný výhled na koleso.

Vybava kabiny řidiče

Kabina řidiče je tepelně izolovaná a klimatizovaná. Je vybavena otočným posuvným pneumaticky odpruženým křeslem s opěrkou hlavy a vestavěnými ovládacími panely. Pro zobrazení provozních a poruchových stavů a ovládání některých funkcí rýpadla jsou v dosahu řidiče dva operační panely na svisle posuvných závěsech a monitor průmyslové televize. Kabina je dále vybavena dorozumívacím zařízením, autorádiem, vyhřívanou opěrkou noh, teplovzdušným ventilátorem, pomocnou sedačkou s osvětleným stolem se zásuvkami na dokumentaci, odkládacími skříňkami a věšákem. Čelní sklo je opatřeno dvěma stěrači s ostřikovačem, horní okna hliníkovými naklápěcími žaluziemi. Proti padajícímu materiálu je čelní okno chráněno mříží a proti slunečnímu záření je kabina vybavena nadstřešní clonou.



Obr. 3.1 Kolesové rýpadlo K-650, [21]



Obr. 3.2 Kabina řidiče kolesového rýpadla K-650, [21]

3.2 Kolesové rýpadlo K-10 000

Technický popis rýpadla K- 10 000

Rýpadlo K 10000 je největší kolesovým rýpadlem nasazeným v České republice. Je určeno pro dobývání skrývky s měrným řezným odporem do 90 kN/m. Teoretický výkon je 10 000 m³ sypané zeminy za hodinu. Výška řezu je 35 m a hloubka řezu 4 m. Hmotnost stroje vybaveného celkem třemi kráčivými podvozky je 6 000 tun.

Umístění kabiny a její zdvih

Kabina řidiče rýpadla je na pravé straně v blízkosti kola. Zdvih kabiny zajišťuje kladkostroj pomocí ocelových lan. Vedení kabiny ve vertikálním směru prostřednictvím sloupu.

Nevýhodou je právě umístění kabiny u kola. Veškeré rázy, chvění a vibrace, vznikající při dobývání skrývky nebo při pohybu rýpadla, jsou velmi znatelné právě v kabině. Tyto doprovodné jevy při provozu rýpadla mají neblahý vliv na mechanismy zajišťující bezpečnost řidiče při práci v kabině. Mechanismy jako brzdy, kladkostroje, zdvihadla, pohony, tlumení musí být podrobeny pravidelné kontrole a údržbě. Nevýhodou je i konstrukční složitost.

Výhodou tohoto umístění je, že kabina je vždy ve stejné výškové úrovni jako koleso. Řidič má dobrý výhled na koleso při dobývání.

Výbava kabiny řidiče

Kabina je standardně vybavena otočným posuvným pneumaticky odpruženým křeslem, ovládacími panely, monitorovacím zařízením, dorozumívacím zařízením, klimatizací a pomocným příslušenstvím zvyšující komfort při práci řidiče.



Obr. 3.3 Kolesové rýpadlo K-10 000



Obr. 3.4 Kabina řidiče kolesového rýpadla K- 10 000

3.3 Kolesové rýpadlo KU-800

Technický popis rýpadla KU-800

Rýpadlo pro těžbu nadloží ve výškovém i hloubkovém řezu. Má krácející podvozek složený z obdélníkové centrální desky a dvou hydraulicky ovládaných lyžin. Spodní stavba rýpadla nese hydrauliku kráčivého podvozku a kulovou otočnou dráhou. Otočný svršek tvoří deska, do níž je vetknut vyvažovací výložník a kloubově uchycen držící výložník. Dále jsou zde pohony otoče, část elektrického zařízení, teleskopický kolesový výložník a nakládací výložník, který má vlastní housenicový podvozek. Vyvažovací výložník nese pohyblivou strojovnu zavěšenou na paralelogramu, v níž jsou transformátory, rozvaděče, Ward - Leonardovo soustrojí a zdvihový vrátek kolesového výložníku. Kolesový výložník nese bezkomorové koleso. Rýpadlo je napájeno střídavým proudem 6 kV, přiváděným kabelem přes kabelový vůz, který je na rýpadle zavěšen.

Tab. 3.1 Technické parametry kolesového rýpadla KU 800, [21]

Kolesové rýpadlo KU 800		
Průměr kola s korečky	m	12,6
Objem korečku	l	1000
Počet korečků		15
Hnací výkon pohonu kola	kW	1600
Výška řezu	m	32
Výsuv	m	15,8
Rychlost dopravních pásů	m.sec ⁻¹	4
Rychlost pohybu stroje nebo chodidel	m/min	3
Dovolený sklon při rýpání	°	4
Dovolený sklon ve směru jízdy	°	6
Hmotnost stroje	t	4613

Umístění kabiny a její zdvih

Odpružená kabina umístěna na pravé straně kola. Závěs se skládá z motoru, spojku, dvou hydraulických brzd Svendborg, planetové převodovky a dvojitého řetězového kola. Kabina je zavěšena na dvou Gallových řetězech, které se pohybují v tubusu a jsou přes lano napínány pružinou u převáděcí kladky.

Koncové polohy zdvihu jsou omezovány pákovými koncovými vypínači. Při případné poruše převodovky zdvihu kabiny nebo motoru je překročení otáček výstupního hřídele hlídáno pomocí odstředivého vypínače, který dává impuls k zastavení pohonu a zatažení brzd. Zabrání se tím roztočení motoru nad dovolené otáčky. Vyrovnávání se provádí hydraulickým válcem, který je automaticky ovládaný pomocí kyvadlového čidla.

Nevýhodné je umístění kabiny u kola. Při dobývání vznikají rázy a vibrace, které poškozují mechanické části kabiny a jejího zdvihu. To znamená nutnost pravidelných kontrol a údržby těchto částí.

Výhodou je dobrý výhled z kabiny na kolo při dobývání. Možnost změny vertikální polohy kabiny.

Popis kabiny

Kabina vybavena otočným posuvným pneumaticky odpruženým křeslem, ovládacími panely, monitorovacím zařízením, klimatizací, dorozumívacím zařízením a pomocným příslušenstvím zvyšující komfort při práci řidiče.



Obr. 3.5 Kabina řidiče kolesového rýpadla KU-800, [21]

3.4 Kolesové rýpadlo KK-1300

Technický popis rýpadla KK-1300

Nové rýpadlo je určené pro těžbu těžko rozpojitelných a pevných nadložních zemin a jílu přesněji pro těžbu v povrchových hnědouhelných dolech Bílina.

Umístění kabiny a její závěs

Kabina je umístěna na pravé straně kolesového výložníku. Kabina je spolu s rámem zavěšena otočně pod kolesovým výložníkem v místě druhého příčného nosníku. Při sklápění nebo zvedání kolesového výložníku udržuje vlastní vahou stále vodorovnou polohu.

Ocelová konstrukce závěsu kabiny řidiče je speciální lehká příhradová konstrukce navržená pro zvýšené namáhání setrvačnými silami. Kabina je na něm připevněna pomocí jednoho pružného gumového pásu, dvou páru ocelových pružin a čtyř tlumičů.

Tab. 3.2 Technické parametry kolesového rýpadla KK 1300, [21]

Kolesové rýpadlo KK 1300			
Teoretická výkonnost v nakypřené hornině		$\text{m}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{z} \cdot \text{h}^{-1}$	5 500
Počet korečků			15
Výkon pohonu kola		kW	2 x 1500
Průměr kola		m	13
Objem korečku		l	1300
Výška řezu (bez převisu)		m	30
Sklon bočního svahu		°	55
Hloubkový dosah od pojezdové pláně		m	4
Pracovní sklon pojezdové roviny	podélný	%	5,6
	příčný	%	3,5
Transportní sklon pojezdové roviny	nahoru	%	5,8
	dolů	%	10
	příčný	%	3,5
Rychlost pojezdu		m/min	2,5 - 10
Šířka dopravních pásů		m	2
Rychlost dopravních pásů		$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	4,1
Celková hmotnost		t	4977

Závěs kabiny tvoří příhradový krakorec, který nese kabinu a je zavěšen na horním čepu pomocí dvou zavětrovaných příhradových rovin sevřených ve tvaru písmene A. Horní čep je zavěšen v konzolách přišroubovaných ke spodní straně prvního příčnicku ocelové konstrukce kolesového výložníku.

Ocelová konstrukce závěsu kabiny je provedená převážně z prutů profilu L, svařovaných tupými bezvrubými svary nebo spojovaných třecími spoji s vysoko-pevnostními šrouby.

Výhodou umístění kabiny na straně kolesového výložníku je lepší výhled na dobývaný materiál. Další výhodou je menší hmotnost kabiny (5,5 tun). Z této polohy vyplývá vyšší riziko pro obsluhu při závalu v dolní poloze kabiny.

Nevýhodou je nemožnost přizpůsobit výškovou polohu kabiny. Tato poloha je nejméně příznivá z hlediska vibrací. Vibrace jsou zachycovány odpruženým uložením kabiny. Bohužel se při provozu rýpadla ukazuje, že tlumící zařízení je poruchové.

Popis kabiny

Kabina je nově moderně vybavena otočným posuvným pneumaticky odpruženým křeslem, ovládacími panely, monitorovacím zařízením, dorozumívacím zařízením a pomocným příslušenstvím zvyšující komfort při práci řidiče. Dále je opatřena tzv. tykadly, které zabraňují nárazu kabiny na svah. V případě nárazu na svah blokují tato tykadla otáčení horní stavby, pojezd rýpadla a zdvih kabiny dolů.



Obr. 3.6 Kabina řidiče kolesového rýpadla KK-1300, [21]

3.5 Kolesové rýpadlo KU-300

Technický popis rýpadla KU-300

Kolesové rýpadlo střední velikost je určeno k rýpání hornin na povrchovém dole. Je přizpůsoben k pojezdu i pro práci na rovině i ve svahu pro těžbu v materiálech, u kterých rypný odpor nepřesahuje hodnotu 150 kN/m délky řezné hrany. Rýpadlo není vhodné pro rýpání materiálu s tvrdými těžce rozpojitelnými ččkami nebo proplástky, které neumožňují tvorbu třísky a tvoří velké kusy.

Stroj pojíždí na housenicovém podvozku tvořeném třemi dvojčaty. Spodní stavba skříňové konstrukce nese kabelový buben. Otočný svršek tvoří podkovovitý rám, jehož horní rameno je vyvažovacím výložníkem, ve kterém jsou umístěny elektrické rozvaděče, transformátory, Ward - Leonardovo soustrojí, vrátek zdvihu kolesového a nakládacího výložníku, dílny,

šatny atd. Na vyvažovacím výložníku pojíždí montážní jeřáb. Teleskopický kolesový výložník nese bezkomorové koleso, které může pracovat třemi rychlostmi. Napájení je střídavým proudem 6 kV. Rýpadlo pracuje ve spojení s pásovou dopravou.

Tab. 3.3 Technické parametry kolesového rýpadla KU 300, [21]

Kolesové rýpadlo KU 300			
Průměr kola		m	7,5
Počet korečků			13
Objem korečku/objem výsypu		l	365/480
Příkon elektromotoru pohonu kola		kW	500
Teoretická výkonnost v sypané zemině (jmenovitá)		m ³ /hod	1500
Maximální jmenovitá výška horního řezu		m	18,4
Maximální jmenovitá hloubka spodního řezu		m	- 2,7
Maximální dovolený sklon osy otočné horní stavby při transportu i rýpání			1:20
Rychlost transportních pásů	pracovních	m/sec	4
	prašného		0,15
Šířka dopravních pásů	pracovních	m	1,4
	prašného		1,6
Pojížděcí rychlost rýpadla		m/min	6
Pracovní rychlost výsuvu kolesového výložníku		m/min	4

Umístění a zdvih kabiny

Kabina řidiče je umístěna na pravé straně kolesového výložníku a je zavěšena na paralelogramických schodech, které kopírují výškovou polohu kola. Poloha kabiny je zajišťována pomocí lan a zdvihadla. Pohon zdvihadla je ovládán z kabiny řidiče. Poloha kabiny řidiče a kola ve stejné výškové rovině je pro výhled řidiče na koleso při dobývání výhodou. Nevýhodou zdvihu je nutnost pravidelných kontrol a údržby jeho jednotlivých částí. Paralelogram též vyžaduje časté kontroly a mazání jeho částí.

Popis kabiny

Kabina je vybavena odpruženým křeslem s ovládacími panely po stranách. Dále je vybavena dorozumívacím zařízením, tepelným zařízením, monitorovacím zařízením, klimatizací a dalším příslušenstvím zvyšující komfort při práci řidiče. Kabina je opatřena tzv. tykadly, které

zabraňují nárazu kabiny na svah. V případě nárazu na svah blokují tato tykadla otáčení horní stavby, pojezd rýpadla a zdvih kabiny dolů.



Obr. 3.7 Kolesové rýpadlo KU-300, [21]



Obr. 3.8 Kabina řidiče kolesového rýpadla KU-300, [21]

4 KOLESOVÉ RÝPADLO KK-550

4.1 Základní parametry kolesového rýpadla KK-550

Použití rýpadla a technologické možnosti

Kolesové rýpadlo KK 550 je určeno z hlediska pracovního prostředí pro oblast mírného klimatu s rozsahem extrémních teplot od -25 do $+40^{\circ}\text{C}$ a do prostředí s vysokou korozní agresivitou atmosféry.

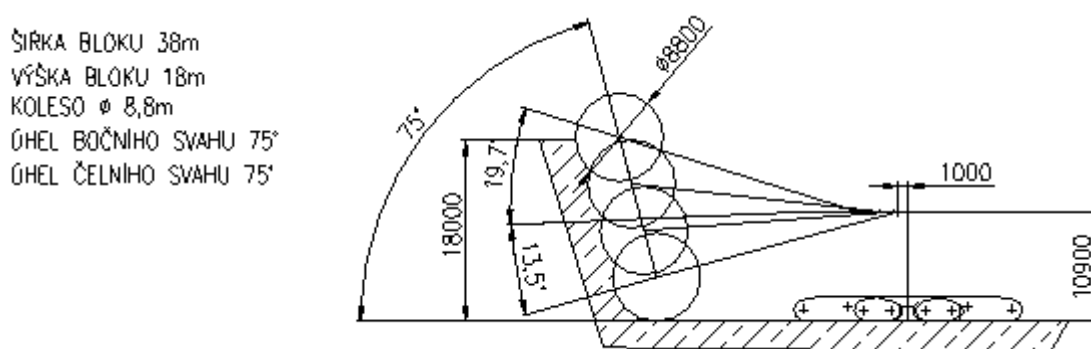
Používá se pro povrchovou těžbu nadložních zemin, těžko rozpojitelých, pevných až tvrdých jílovců, ojediněle s proplásky sideritických pelokarbonátů do mocnosti 30 cm.

Rýpadlo je určeno k zařazení do technologického celku s dálkovou pásovou dopravou šíře 1600 mm a se zakladačem. Kromě přímého nakládání na dálkovou pásovou dopravu může nakládat po odložení otočné výsypky do drtiče nebo do násypky náběhového dílu poháněcí stanice.

Rýpadlo umožňuje víceřezovou technologii s převýšením úrovně nakládání vůči pojezdové pláni rýpadla ± 8 m včetně překonávání neúčinného prostoru poháněcích a vratných stanic. Minimální teoretický poloměr zatáčení hlavního stroje je 40 m.

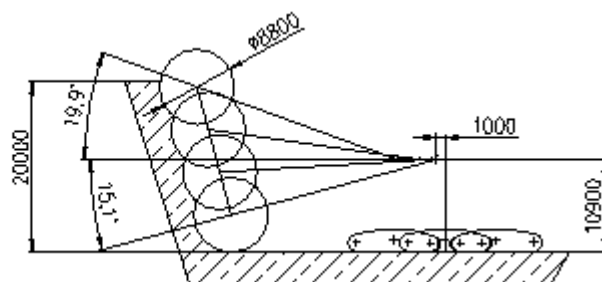
Koncepce rýpadla

Koncepce nového rýpadla byla dána zadáním – nevýsuvný kolesový výložník, houseničové podvozky pro pojezd stroje a na nakládací straně teleskopický spojovací most a podpěrný vůz s nakládacím výložníkem.



Obr. 2.1 Technologie těžby - výška bloku 18 m, [21]

ŠÍŘKA BLOKU 37m
VÝŠKA BLOKU 20m
KOLESO ϕ 8,8m
ÚHEL BOČNÍHO SVAHU 75°
ÚHEL ČELNÍHO SVAHU 75°



Obr. 2.2 Technologie těžby - výška bloku 20 m, [21]



Obr. 4.1 Původní studie kolesového rýpadla KK-550, [21]

Hlavní technické údaje rýpadla KK-550

Průměr kola s korečky	8,8 m
Objem korečku	550 litrů
Počet korečků	13
Výkon pohonu kola	1x 690 kW
Přetížitelnost rýpacího ústrojí	2,2
Jmenovité otáčky kola	6,13 ot/min
Regulace otáček kola v závislosti na jmenovitých	(50 ÷ 120) %
Obrysový úhel kola	max. 45°
Maximální teoretická výkonnost (nakypřeného materiálu)	2800 m ³ .s.z.h ⁻¹

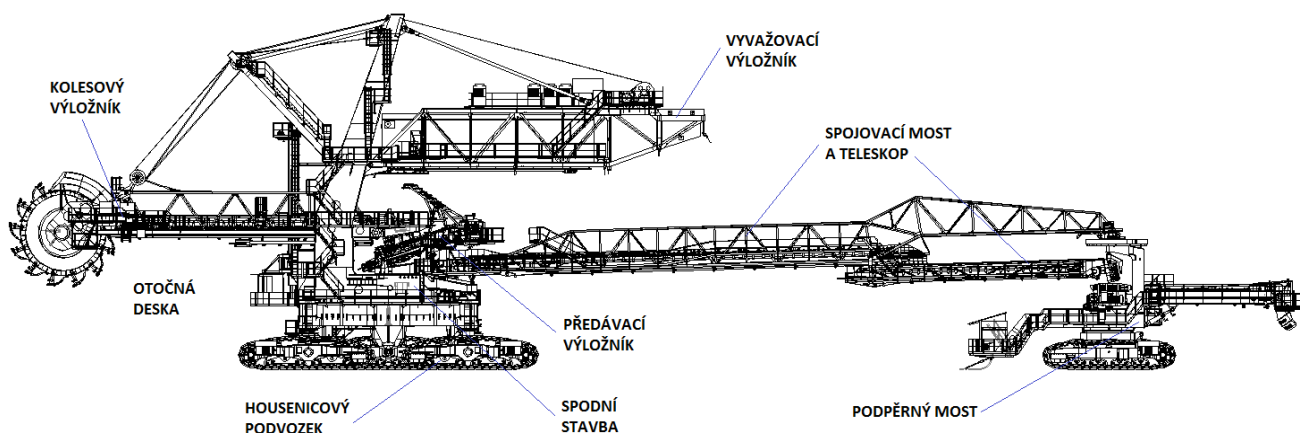
Maximální výška řezu	20 m
Převýšení jezdových rovin podp. vozu vůči hl. podvozku	max. 8 m
Úhel čelního svahu	75°
Úhel bočního svahu	75°
Šířka bloku při výšce bloku 18m	38 m
Šířka bloku při výšce bloku 20m	37 m
Hloubkový dosah od jezdové pláň	2 m
Vzdálenost od začepování spoj. mostu po osu podp. vozu	(39 ÷ 51) m
Vzdálenost jezdové osy rýpadla od osy porubního dopr.	55 m
Dosah nakládacího výložníku od středu podpěrného vozu	14,1 m
Šířka dopravních pasů	1,4 m
Rychlost dopravních pasů	4 m.s ⁻¹
Podvozek rýpadla	housenicový, tříbodový
Maximální podélný pracovní sklon při rýpání	1:9
Maximální podélný sklon při transportu	1:7
Max. prac. sklon vyrovnávaného svršku v libovolném směru	1:20
Vyrovnávání sklonu svršku rýpadla	± 1:15
Vyrovnávání sklonu podpěrného vozu	± 1:15
Nejmenší teoretický poloměr zatáčení hlavního stroje	40 m
Rychlost jezdu stroje	(0 ÷ 10) m/min.
Polohy předávacího výložníku	0°, + 45°, - 45°
Otočnost spojovacího mostu k předávacímu výložníku	± 90°
Otočnost kolesového výložníku k předávacímu výložníku	± 105°
Otočnost nakládacího výložníku ke spojovacímu mostu	± 90°
Otočnost svršku PV vůči podvozku podpěrného vozu	± 150°
Střední tlak hlavního stroje na podložku	0,119 MPa

Střední tlak podpěrného vozu na podložku	0,074 MPa
Celkový instalovaný výkon	2860 kW
Předpokládaný skutečný odběr elektrické energie	1150 kW
Celková hmotnost stroje	cca 1500 tun

4.2 Technický popis kolesového rýpadla KK-550

Kolesové rýpadlo KK-550 se skládá z těchto základních celků:

- *Housenicový podvozek*
- *Spodní stavba*
- *Otočná deska*
- *Předávací výložník*
- *Vyvažovací výložník*
- *Kolesový výložník*
- *Spojovací most a teleskop*
- *Podpěrný vůz*
- *Elektrozařízení*



Obr. 4.2 Finální studie kolesového rýpadla KK-550, [21]

4.2.1 Housenicový podvozek

Systém podvozku je třibodový šestihousenicový ve tvaru rovnostranného trojúhelníku se dvěma říditelnými dvojicemi housenic za sebou na straně podepření spojovacího mostu a jednou neříditelnou dvojicí housenic v protilehlém vrcholu. Všechny housenice jsou celovahadlové ve dvojici nezávisle kyvné na příčnících. Neříditelná dvojice je spojena se spodní stavbou příčnícem ve funkci křížového čepu. Příčníky říditelných dvojic s rameny řízení nesou v ose kývání kulové vrchlíky, do nichž zapadají pánve začepované k hydraulickým válcům vyrovnávání svršku.

Příčníky říditelných housenic jsou natáčeny pomocí šroubu řízení, který má dvouchodý lichoběžníkový závit Tr 320x96/2. Otáčení šroubu zajišťuje planetová převodovka s brzdovým motorem. Při zatáčení a vyrovnávání spodní stavby dochází ke změně délky ramene řízení, kterou vyrovnávají čepy natáčení. Čepy natáčení jsou uloženy v kluzných pouzdrech řídicích nosníků.

Každou housenici pohání **jednostranný pohon** s frekvenčně řízeným nízkonapěťovým asynchronním motorem nakrátko o výkonu 75 kW, pružnou spojkou Rex-Omega, kotoučovou hydraulickou brzdou Svendborg Brakes a šnekoplanetovou převodovkou připojenou k turasu s vyměnitelnými zuby.

Napínání housenicových pásů je hydraulické, pomocí centrálního stabilního agregátu, rozvodu a propojením přenosnými hadicemi s rychlospojkami a následným mechanickým zajištěním.

Ocelové konstrukce podvozků, skládající se z nosičů housenic, příčnicku podvozku, ramen řízení a vahadel (malá, střední a velká) jsou vesměs skříňové konstrukce z tlustých plechů a vevařených odlitků.

Nosiče housenic jsou uzpůsobené pro připojení velkých vahadel, pohonů housenic a napínání housenic a jsou navrženy z oceli S355 J2G3. V místech, kde se vnášejí velké síly, jsou nosiče housenic vyztuženy zesílením stojin a žebry.

4.2.2 Spodní stavba

Ocelová konstrukce spodní stavby je skříňové konstrukce ve tvaru trojúhelníku. V jednom rohu je připojena konzola pro začepování příčnicku pevné housenice a ve zbývajících dvou rozích je uchycen tubus pro hydraulické vyrovnávání svršku rýpadla. Základní

skříňovou konstrukcí prochází kruhový nosník, který podepírá podkladnici pod kulovou dráhou. Ve spodní části jsou vyvedeny konzoly pro uchycení šroubu řízení. Uprostřed spodní stavby se nachází komora kroužkového sběrače. Spodní stavba také slouží k podepření předávacího výložníku, který zde může být odložen ve třech různých polohách.

Hlavní přístup na stroj se nachází na vnitřní straně neřiditelného housenicového dvojčete. Po sklopení prvních tří schůdků je možno vystoupat na kruhovou lávku, která je v úrovni horní hrany spodní stavby.

Vyrovnávání svršku rýpadla zajišťují dva válce, které pracují při maximálním provozním tlaku až 700 barů. Každý válec je začepován v teleskopickém tubusu, který přenáší boční síly od podvozků. Vnější tubusy jsou vyrobeny z materiálu Weldox 700 a jsou zavařeny ve dvou rozích spodní stavby. Uvnitř se po kluzátkách pohybuje vnitřní tubus s kulovou pánví, která se opírá o čoučku na příčnici říditelného podvozku.

4.2.3 Otočná deska

Ocelová konstrukce otočné desky má v dolní části uzavřený kruhový skořepinový nosník s vnitřními žebry, na který navazují dva sloupy otočné desky. Sloupy jsou skříňové konstrukce a jsou propojeny jak plnostěnnými nosníky, tak i příhradovými nosníky. V místě největšího namáhání je konstrukce zesílena plechy potřebné tloušťky. Na spodní pásnici je přivařena horní podkladnice kulové dráhy. Do horní pásnice je vevařena trubka pro uložení ložiska předávacího výložníku, na obvodu kruhového nosníku se také nachází konzoly pro umístění zvedáků předávacího výložníku.

Z každého **sloupu otočné desky** je vytažena masivní konzola pro začepování kolesového výložníku. Dále je ke sloupu připojena vzpěra zdvihu kolesového výložníku a vyvažovací výložník. Na hlavě sloupu jsou začepovány převáděcí kladky a konce lan zdvihu kolesového výložníku. Ocelová konstrukce je navržena z materiálu S355 J2G3.

Otočná deska je uložena na **kulové dráze**, která je tvořena dolními a horními segmenty, koulemi o průměru 150 mm a vodícími klecemi. Součástí dolních segmentů je i ozubený věnec otoče. K ochraně stroje při porušení stability stroje, např. při odlehčení špičky kola, slouží zachycovací háky.

Do ozubeného věnce zabírají dva **pohony otoče**, které jsou řízené frekvenčním měničem a regulují otáčky otoče. Každý pohon je tvořen svislou kuželoplanetovou převodovkou ulože-

nou v otočné desce, pojistnou prokluzovou spojkou Rexnord, hydraulickou kotoučovou brzdou Svendborg a přírubovým nízkonapětovým asynchronním motorem s kotvou nakrátko o výkonu 55 kW.

4.2.4 Předávací výložník

Ocelová konstrukce předávacího výložníku je tvořena plnostěnnými nosníky se zavětrováním. Tato konstrukce je otočně uložena s pomocí ložiska na čepu vycházejícího ze středu otočné desky. Dvouřadé soudečkové ložisko také umožňuje náklon výložníku při zvedání za účelem přemísťování předávacího výložníku. V horní části na ní leží rám předávacího pásu spolu se štítem. Spodní konzola se opírá o spodní stavbu a zároveň je zde uložen kulový čep pro podepření spojovacího mostu. Na tomto čepu je také kluzně uložena podpěra kruhové lávky spojovacího mostu.

Předávací pás šíře 1,4 m vynáší těžný materiál ze středu otočné desky do násypky spojovacího pásu a je osazen pevnými válečkovými stolicemi, hlídači vybočení pásu a bezpečnostním lankem vypínání po obou stranách dopravníku. Pás je opatřen bočnicemi (svodnicemi) po celé délce. Na začátku pásu padá materiál z kolesového pásu do násypky obložené otěrovými plechy a na konci pásu je umístěn seřizovatelný tlumící štít vyložený otěrovými lištami, které se upevňují klíny.

Horní větev pásu je tvořena pevnými tříválečkovými stolicemi. Jako boční válečky jsou použity hladké atypické válečky s oky, ložisky a ocelovým pláštěm. Dolní dopadové válečky se používají pogumované atypické s ložisky a ocelovým pláštěm. Dolní traťové válečky se používají hladké atypické s ložisky a ocelovým pláštěm.

Spodní větev pásu, nesená trojicí napínacích válců s ložisky, je osazena samostavnou stanicí pro středění pásu. Čištění pásu zabezpečuje pluhový stěrač na čisté straně pásu před napínacím bubnem a stěrač pásu u hnacího bubnu.

Hnací buben a vratný buben Ø 850 s pogumováním. Pás je přes buben hydraulicky napínán s mechanickým zajištěním šroubem. Hnací i vratné bubny jsou použity totožné na všech dopravních pásech na stroji.

Pohon na přepádacím konci pásu je jednostranný, tvořený nízkonapětovým asynchronním motorem nakrátko o výkonu 132 kW řízený frekvenčním měničem, pružnou spojkou Rex-Omega, bubnovou brzdou s eldrem a kuželočelní převodovkou s výstupní dutou hří-

delí. Pohon je nasunut na hřídel s přírubou a tato příruba je přišroubována k přírubě hnacího bubnu. Záchyt reakce mezi rámem pohonu a ocelovou konstrukcí je tvořen kloubovou vzpěrou. Stejný pohon je použit u pohonu nakládacího pásu.

4.2.5 Vyvažovací výložník

Nosná konstrukce vyvažovacího výložníku je příhradová, zavěšená na sloupech otočné desky. Uvnitř konstrukce se nachází rozvodna a ta jako celek je usazena na rámu, který je odpružen vůči základní ocelové konstrukci. Klimatizovaná rozvodna je opláštěna izolačními panely, podlaha je dvojitá, aby byl vytvořen prostor pro vedení kabelů. V zadní části vyvažovacího výložníku je vytvořen prostor pro umístění protizávaží. Přístupové lávky do rozvodny a k pohonům zdvihu jsou vedeny vně ocelové konstrukce.

V přední části výložníku je umístěna **šatna**. Šatna je opláštěna izolačními panely a k jejímu vybavení patří: stůl, lavice, šatní skříňky, umyvadlo s vypouštěním na pláš a nádrž na vodu. WC uvažujeme chemické, umístěné na saních mimo stroj.

Pod vyvažovacím výložníkem pojíždí podvěsný **jednotunový vrátek** na dálkové ovládání. Vrátek slouží např. ke zvedání soudků s mazivem, válečků atd.

Zdvih kolesového výložníku tvoří dva samostatné kladkostroje se dvěma samostatnými pohony zdvihu. V obou kladkostrojích je použito ocelové lano o $\varnothing 40$ mm typu Turboplast a lité kladky. Pohon zdvihu se skládá z nízkonapětového asynchronního motoru nakrátko o výkonu 160 kW řízeného frekvenčním měničem, pružné spojky Rex-Omega, dvou nezávislých kotoučových hydraulických brzd Svendborg Brakes, třístupňové čelní převodovky a lanového bubnu, který je na jedné straně uložen pomocí spojky na výstupní hřídeli převodovky a na druhé straně se opírá o stoličku připevněnou k rámu zdvihadla. Frekvenční měniče zajistí pohony tak, aby oba motory měly vůči sobě stejný poměr momentu po celou dobu zdvihu.

4.2.6 Kolesový výložník

Nosná ocelová konstrukce kolesového výložníku je příhradová, s vysokým krutově tuhým tubusem, kterým prochází dopravník. Jeho rám je nesený příčkami dolní roviny kolesového výložníku. Tato rovina je rombicky zavětřovaná. Zavětřování dolní roviny přenáší převážnou část příčných složek působících sil - jak rýpacích, tak setrvačných. Obdobné, ale lehčí

příčky a rombické zavětrování má i horní rovina tubusu. Hlavní roviny tubusu jsou zavětrované symetrickou trojúhelníkovou soustavou bez svislic. Diagonály mají jednoduchý nebo skládaný křížový profil a jsou připojené ke styčnickovým plechům u hlavních pasů pomocí třecích spojů s VP šrouby, protože třecí spoje vykazují výbornou odolnost proti namáhání vysokocyklovou únavou. Podobně jsou připojeny i diagonály dolní a horní roviny. Přední zavětrování tubusu je tvořeno hlavní šikmou diagonálou.

Dobývací část nebo přesněji **špička kolesového výložníku** je zavěšená na dvou závěsech. Závěs na straně pásu je tvořen třemi příhradovými pruty, které končí domkem naklápěcího ložiska hřídele kola a přenáší tři složky sil. Závěs na straně pohonu kola tvoří pouze dva příhradové pruty. Tato strana nepřenáší příčné síly. V příčném směru závěs stabilizuje hřídel kola, který tak doplňuje soustavu pěti prutů na soustavu staticky určitou.

Tažené horní pruty obou závěsů přecházejí do krátkých táhel, ve kterých jsou začepovány dolní kladky kladkostroje zdvihu. Uložení kladek na pravé a levé straně je propojeno trubkou a stabilizováno rovinou pomocného zavětrování.

Na konci dolní roviny kolesového výložníku přechází hlavní nosníky do domků začepování kolesového výložníku. Masivní zavětrování je zde pouze v dolní rovině, které vychází z posledního masivního příčného nosníku. Tento nosník zároveň nese zadní rám pásu s hnacím bubnem, pohonem a štítem.

Hřídel kola je uložena na dvojici ložisek v závěsech ocelové konstrukce kolesového výložníku a přenáší ohybové zatížení za rotace a kroutící moment z převodovky na koleso s korečky. Hřídel kola je dutá hřídel s nakovanou přírubou, na kterou se pomocí dvou desek a VP šroubů připevní jednostěnové koleso. Na hřideli kola je dále nasunut otěrový prstenec s rámem pásu a násypkou a pohon kola. Z pohonu kola se kroutící moment na osu kola přenáší svěrným kroužkem, případně pomocí drážkování. Za kolesem na příčniku ocelové konstrukce je přivařen štít chránící konstrukci a lávky před přepadávajícími kusy těživa z korečků.

Jednostěnové bezkomorové koleso je tvořeno prstencem, nosnými kužely a diskem pro připojení k ose kola. Na obvodě kola jsou vytvořeny kapsy pro začepování 13 korečků. Odtěžený materiál propadává korečky na kuželovou plochu kola chráněnou otěrovými plechy a dále do násypky kolesového pásu. Nosná konstrukce kola je svařena z plechů.

Koreček se skládá z odlévané bandáže, na které jsou přivařeny adaptéry pro uložení zubů, a ze svařované korby z ocelových plechů. Bandáž korečku je přičepovaná ke kolesu a

zadní část korečku se na dvou místech opírá o koleso. Opření o koleso se zajišťuje klíny. Každý koreček je osazen šesti zuby, které jsou odlity z otěruvzdorného materiálu (GS 30CrMoV6) a přichyceny k adaptérům pomocí dvojice klínů.

Otěrový prstenec je nasunut na ose kola, na jedné straně je přichycen k domku uložení hřídele kola na straně pásu a na druhé straně se opírá přes ložisko o hřídel kola. Tvar otěrového prstence je přizpůsoben navrženému kolesu s kuželovou vynášecí plochou. Horní část prstence slouží k usměrnění těživa vysypávaného z korečků do násypky u kola a pomocí seřezávacích břitů se čistí kuželová dopadová plocha kola. Proti abrazi je obvodová část prstence stejně tak i skluzová část dle intenzity dopadu těživa chráněna obkladem z plechů. Proti poškození prstence z důvodu vzpříčení těživa mezi koleso a prstenec (v dolní části) je zařízení chráněno střížným kolíkem.

Násypka u kola je řešena jako svařenec z plechů, kontaktní plochy jsou obloženy otěruvzdornými plechy Hardox 400. Skluzová část násypky navazuje na skluzovou plochu otěrového prstence. Celá násypka je přišroubovaná k rámu pásu.

Převodovka pohonu kola s kuželovým vstupem a dělením momentu plovoucím pastorkem je nasunuta na ose kola a přichycena upínacím kroužkem a její reakční rameno je zachyceno v ocelové konstrukci výložníku pomocí předpružených pryžových bloků. Variantně je možné přenášet kroutící moment z převodovky na hřídel pomocí drážkového spojení. Pohon zajišťuje nízkonapěťový asynchronní motor s kotvou nakrátko o výkonu 690 kW, pružná spojka Rex-Omega a kotoučová hydraulická brzda Svendborg. Motory jsou napájeny z frekvenčního měniče s regulací otáček, což umožňuje i mikrootáčení při údržbě.

Kolesový pás šíře 1,4 m s oboustrannou obslužnou lávkou slouží k přepravě těžného materiálu od kola do středního přesypu. Materiál vyspaný z kola přichází přes skluz otěrového prstence do násypky, kde je usměrněn a zároveň urychlen do směru pohybu pásu. Kolesový pás je vybaven indikací kovových předmětů s vazbou na zastavení linky, pásovou vahou s přenosem údajů do kabiny řidiče a do řídicího systému, hlídači vybočení pásu a bezpečnostním lankem vypínání po obou stranách dopravníku. Pro zabránění přepadávání kusů materiálu z pásu jsou po celé délce kolesového pásu nainstalovány bočnice (svodnice). Na konci pásu je umístěn seřizovatelný tlumící štít vyložený otěrovými lištami, které se upevňují klíny. Drobný spad je odváděn prашným pásem šířky 1,6 m od středu stroje a padá na pláň.

Horní větev pásu je tvořena girlandovými tříválečkovými stolicemi zavěšenými na laněch. **Spodní větev pásu** je nesená diskovými girlandovými stolicemi a dvojicí napínacích

válců s ložisky a je osazena samostatnou stanicí pro středění pásu. Čištění pásu zabezpečuje pluhový stěrač na čisté straně pásu před napínacím bubnem a stěrač pásu u hnacího bubnu.

Pohon na přepádacím konci pásu je jednostranný, tvořený nízkonapětovým asynchronním motorem nakrátko o výkonu 250 kW řízený frekvenčním měničem, pružnou spojkou Rex-Omega, bubnovou brzdou s eldrem a kuželočelní převodovkou s výstupní dutou hřídelí.

4.2.7 Spojovací most a teleskop

Ocelová konstrukce spojovacího mostu je tvořena příhradovou konstrukcí s obdélníkovým příčným průřezem, se zalomenou podélnou střednicí a proměnnou výškou. Na jedné straně se spojovací most opírá o kulový čep předávacího výložníku a na druhé straně o vahadla podpěrného vozu s pojezdovými kladkami. Horní a dolní pasy jsou tvořeny válcovanými profily typu HEA a HEB. Spodní, horní i boční roviny jsou vyztuženy zavětrováním z úhelníků. Dovnitř ocelové konstrukce je vevařen rám pásu. Nosné části ocelové konstrukce jsou navrženy z oceli S355 J2G3.

Přístup na spojovací most ze spodní stavby je žebříkem po předávacím výložníku a následně přestupem z plošiny na kruhovou lávku mostu. Kruhová lávka je otočně uložena na dvou čepích a vodorovně je ukotvená k čepu uložení mostu. Lávky jsou oboustranně uloženy vně konstrukce spojovacího mostu a umožňují přechod na lávky teleskopu.

Ocelová konstrukce teleskopu je tvořena příhradovou konstrukcí a v příčném průřezu má tvar písmene H. Horní a dolní pasy tvoří trubky, zavětrování je provedeno úhelníky. Přední část je podvěšena pod spojovacím mostem, opěrné kladky pojíždí po dolním nosníku spojovacího mostu, a dále je zde vytvořeno místo pro napínání pásu. V zadní části přechází příhradovina do plnostěnného nosu, který je začepován do otočného trámce na podpěrném voze. Při pohybu stroje nebo podpěrného vozu se teleskop buď zasouvá nebo vysouvá pod spojovacím mostem. Vzdálenost osy podpěrného vozu od začepování spojovacího mostu se pohybuje v rozmezí 39 až 51 m. Ocelová konstrukce teleskopu zároveň tvoří rám pásu. Lávky jsou oboustranně umístěny vně teleskopu.

Z předávacího pásu padá materiál na **spojovací pás** šíře 1,4 m, je usměrněn v násypce a po spojovacím mostě je unášen až k přesypu obloženému otěruvzdornými plechy. V přesypu je materiál usměrněn bočnicemi a padá v přímém směru na **pás teleskopu**, po kterém je do-

praven do středního přesypu na podpěrném voze. Spojovací pás je vybaven indikací kovových předmětů s vazbou na zastavení linky, hlídači vybočení pásu a bezpečnostním lankem vypínání po obou stranách dopravníku. Hlídače vybočení a lanka vypínání pásu jsou také na pásu teleskopu. Pro zabránění přepadávání kusů materiálu z pásů jsou po celé délce pásů nainstalovány bočnice (svodnice). Na konci pásu teleskopu je umístěn seřizovatelný tlumicí štít vyložený otěrovými lištami, které se upevňují klíny.

Horní větev pásů je tvořena traťovými girlandovými tráváleckovými stolicemi zavěšenými na lanech jako u kolesového výložníku. V místě dopadu materiálu na spojovací pás jsou použity pevné válečkové stolice jako u dopadu na předávacím páse. Šípovitost girland je zajištěna ocelovým lanem kotveným k ocelové konstrukci.

Spodní větve pásů jsou nesené diskovými girlandovými stolicemi a napínacími válci s ložisky a jsou osazeny samostavnými stanicemi pro středění pásů. Čištění pásů zabezpečují pluhové stěrače na čisté straně pásu před náběhem na bubny a stěrače pásů u bubnů před přesypy.

Hnací bubny s pogumováním jsou shodné s bubnem použitým na předávacím páse. K připojení pohonu slouží příruba na jedné straně bubnu. Vratné bubny s pogumováním jsou shodné s bubnem použitým na předávacím páse. U spojovacího pásu je vratný buben umístěn na přepadávacím konci. Oba pásy jsou přes bubny hydraulicky napínané.

Pohon spojovacího pásu umístěný vedle násypky pásu je jednostranný, tvořený nízkona-
pětovým asynchronním motorem o výkonu 250 kW nakrátko řízený frekvenčním měničem, pružnou spojkou Rex-Omega, bubnovou brzdou s eldrem a kuželočelní převodovkou s výstupní dutou hřídelí.

Pohon pásu teleskopu je umístěn na přepadávacím konci a má stejné uspořádání jako pohon předávacího pásu. Je zde použit jen motor s výkonem 90 kW.

4.2.8 Podpěrný vůz

Podpěrný vůz se skládá z podvozku, vyrovnávací desky, otočného svršku a nakládacího výložníku.

Podvozek podpěrného vozu je navržen jako dvouhousenicový. Ocelovou konstrukci tvoří pevný rám ve tvaru písmene H, jehož součástí jsou i nosiče housenic a konzoly kabelového bubnu.

Napínání housenicových pásů je hydraulické, pomocí centrálního stabilního agregátu, rozvodu a propojením přenosnými hadicemi s rychlospojkami, a následným mechanickým zajištěním.

Pojezd podpěrného vozu je zajištěn jednostrannými pohony housenic s frekvenčně řízenými nízkonapěťovými asynchronními motory nakrátko s výkonem 75 kW. Pohony pojezdu jsou totožné s pohony hlavního podvozku stroje. Zatačet lze kolem stojící housenice nebo protichodem.

Kabelový buben je umístěn na konzolách mezi housenicemi podvozku. Přívodní kabel je navinutý na bubnu ve třech vrstvách. Buben má vlastní pohon a řádkovač a přívod kabelu k bubnu je z vnější strany housenice pomocí chobotu.

Vyrovnávací desku podpěrného vozu tvoří uzavřený kruhový nosník. Na jedné straně jsou konzoly pro začepování k podvozku a na druhé straně konzola pro uchycení válce vyrovnávání této desky a celého svršku podpěrného vozu. Na horní části desky je přivařena podkladnice otočového ložiska.

Ocelová konstrukce otočného svršku podpěrného vozu se skládá z uzavřeného kruhového nosníku, sloupů pro podepření spojovacího mostu a příhradové konstrukce s plnostěnnými hlavními nosníky, která nese rozvodnu podpěrného vozu. Rozvodna zároveň vytváří protiváhu k nakládacímu výložníku.

Ve středu propojení sloupů otočného svršku se nachází **uložení spojovacího mostu a teleskopu**.

Otoč svršku podpěrného vozu se skládá z ložiska otoče, ozubeného věnce a pohonu otoče. Pohon otoče je sestaven z motoru, spojky, brzdy s eldrem a kuželoplanetové převodovky. Pastorek na výstupu z převodovky zabírá do vnějšího ozubeného věnce, který je společně se spodní částí ložiska přišroubován k vyrovnávací desce.

Na levé straně podpěrného vozu je umístěna klimatizovaná **kabina klapkaře**. Z této kabiny je přímý výhled na nakládací výložník a přesyp na dálkovou pásovou dopravu.

Nakládací výložník je tvořen příhradovou konstrukcí s plnostěnnými hlavními nosníky. Výložník je začepován na otočné desce podpěrného vozu a je zvedán, případně spouštěn jedním hydraulickým válcem. Na konci výložníku je zavěšen rám s nastavitelným štítem obložený otěrovými deskami s klíny a otočná výsypka. Vodorovná poloha výsypky je vyrovnávána táhly paralelogramu.

Otočná výsypka je opatřena otěrovými deskami s klíny a pohon výsypky zajišťuje brzdový elektromotor a planetová převodovka.

Nakládací pás s oboustrannou obslužnou lávkou vynáší těžný materiál ze středu otočné desky podpěrného vozu do otočné výsypky a je osazen pevnými válečkovými stolicemi, hlídá vybočení pásu a bezpečnostním lankem vypínání po obou stranách dopravníku. Pás je opatřen bočnicemi (svodnicemi) po celé délce. Na začátku pásu padá materiál z pásu teleskopu do násypky obložené gumovou plentou nebo otěrovými plechy.

Horní větev pásu je tvořena pevnými tříválečkovými stolicemi. Jako boční válečky jsou použity hladké atypické válečky s oky, s ložisky a ocelovým pláštěm. Dolní dopadové válečky se používají pogumované atypické s ložisky a ocelovým pláštěm. Dolní traťové válečky se používají hladké atypické s ložisky a ocelovým pláštěm.

Spodní větev pásu, nesená pěti napínacími válci s ložisky, je osazena samostavnou stanicí pro středění pásu. Čištění pásu zabezpečuje pluhový stěrač na čisté straně pásu před napínacím bubnem a stěrač pásu u hnacího bubnu.

Pohon nakládacího pásu umístěný vedle násypky pásu je jednostranný, tvořený nízkonapěťovým asynchronním motorem nakrátko o výkonu 132 kW řízený frekvenčním měničem, pružnou spojkou Rex-Omega, bubnovou brzdou s eldrem a kuželočelní převodovkou s výstupní dutou hřídelí.

Mazání podpěrného vozu stejně jako hlavního stroje zajišťuje centrální mazací systém.

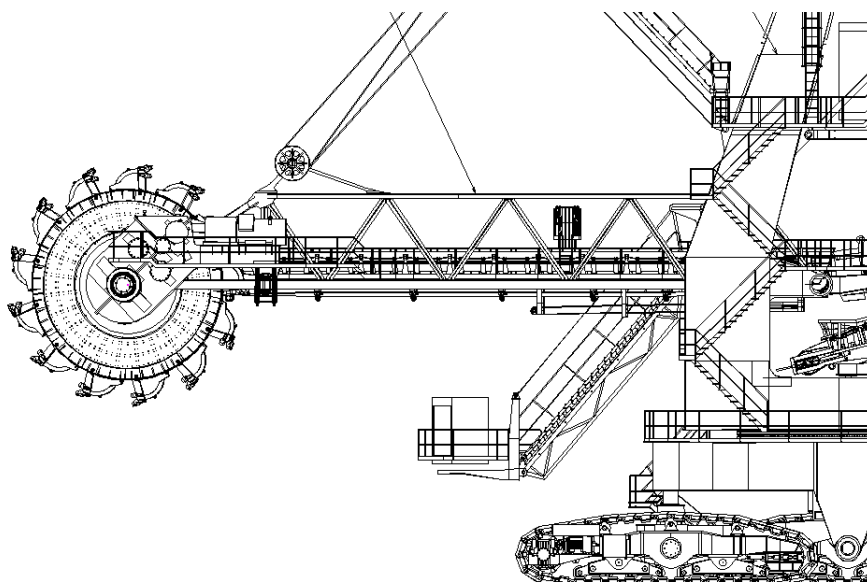
4.3 Výběr vhodné varianty umístění kabiny a volba zdvihu

4.3.1 První varianta

V první studii se uvažovalo o umístění kabiny na straně kolesového výložníku. Kabina na řídicím výložníku, který je začepován na konzole umístěné na sloupu otočné desky. Horní kladky kladkostroje zdvihu jsou umístěny na vzpěře zdvihu kolesového výložníku. Zdvih kabiny je zajišťován lanovým kladkostrojem a zdvihadlem tvořeným motorem, spojkou Rex-Omega, dvěma nezávislými brzdami Svendborg, převodovkou a lanovým bubnem. Přístup ke kabině je umožněn po paralelogramických schodech.

Výhodou je lepší výhled na dobývaný materiál. Malé riziko pro obsluhu při závalu. Možnost přizpůsobení výškové polohy kabiny je též výhodou.

Nevýhodou je poloha kabiny, je méně příznivá z hlediska vibrací.



Obr. 4.3 Umístění kabiny řidiče na paralelogramických schodech, [21]

4.3.2 Druhá varianta

Ve druhé studii je kabina řidiče umístěna na vozíku, který pojíždí po příhradovém sloupu umístěném po straně sloupu otočné desky. Vozík s kabinou může pouze pojíždět ve svislém směru pomocí dvou nezávislých zdvihadel. Každé ze zdvihadel je tvořeno motorem s výkonem 8,6 kW, spojkou Rex-Omega, brzdou Svendborg, převodovkou a lanovým bubnem. Zdvih je řešen dvojitým provahadlováním lanovým vrátkem a pohupování kabiny na lanech je bráněno ovládaným klešťovým třecím tlumičem.

Vozík kabiny řidiče sestává ze dvou třmenů, každý z nich má na obou koncích pojezdové kolo s anuloidovými povrchy. Jedno z nich je přes páku přitlačováno pružinou, aby mezi sloupem a třmenem byly za každé situace vymezeny vůle a nedocházelo ke klepání při těžbě. Vzhledem k tomu, že kabina je umístěna excentricky vůči centrální rovině sloupu, jsou pružinami přitlačovaná kola umístěná vždy na méně zatížené straně třmenu.

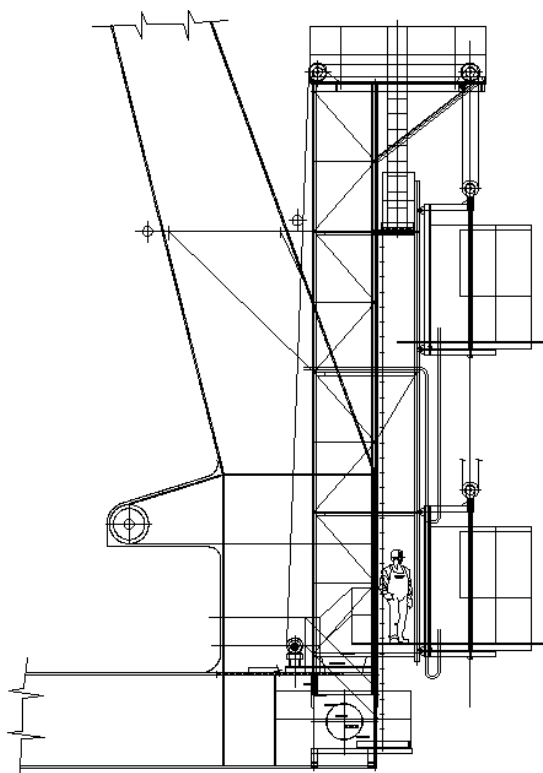
Oba třmeny jsou propojené svařovanými U profily mezi sebou, takže tvoří tuhé těleso. Na dolní třmen je napojen vodorovný nosný, ve své rovině zavětrovaný, rámeček vozíku. Ten je zavěšen na ohnutou prodlouženou horní pásnici horního třmenu pomocí třech táhel.

Předpokládá se, že kabina řidiče bude zavěšená v rozích tohoto rámečku za své prodloužené rohové sloupky, které budou k tomu účelu patřičně dimenzované. Sloup kabiny řidiče je plnostěnné skříňové konstrukce s poměrně tenkými stěnami a opracovanými kolejnicemi obloženými otěruvzdornými plechy. Sloup je přichycen k otočné desce pomocí kotevních prutu uspořádaných do dvou vodorovných rovin a dvou táhel. Průřezy prutu jsou navrženy jako členěné křížové ze dvou úhelníku, napojené na styčnickové plechy přivařené nebo vytažené na jedné straně ze sloupu kabiny, na druhé straně ze sloupu otočné desky. Předpokládá se, že tímto zavětrováním budou procházet obě zdvihová lana kladkostroje a také lávka nouzového žebříkového výstupu z kabiny.

Na horním konci sloupu kabiny řidiče je hlava sloupu s převáděcími a hlavními kladkami kladkostroje zdvihu a vahadlem, které vyrovnává tahy v lanech mezi oběma větvemi kladkostroje. Předpokládá se, že při havarijní situaci může nastat případ, kdy kabina zůstane viset pouze na jedné větvi lan, takže vahadlo musí mít dorazy omezující jeho příliš velké natočení.

Výhodou této volby je možnost přizpůsobení výškové polohy kabiny. Dále z hlediska vibrací jde o nejpříznivější variantu polohy kabiny. Minimální riziko pro obsluhu při závalu (uklouznutí svahu).

Nevýhodou je horší výhled na dobývaný materiál. Tato skutečnost je řešena kamerovým systémem umístěným na kolese. Řidič proces dobývání sleduje na obrazovce přímo v kabině.



Obr. 4.4 Umístění kabiny řidiče na příhradovém sloupu, [21]

4.3.3 Třetí varianta

Třetí varianta vychází z osvědčené konstrukce zdvihu na kolesovém rýpadle KU-800. Oproti zdvihu na rýpadle KU-800, zprostředkovaným Gallovým řetězem, je zdvih na rýpadle KK-550 řešen pomocí lana. Volba lana je výhodná z důvodu lepšího tlumení vibrací.

Kabina je zavěšena na vozíku kabiny pomocí třecích spojů. Vozík pojíždí se svislým směrem po kolejnicích, které jsou vevařeny do konstrukce sloupu. Zdvih kabiny je řešen tažnými lany přes systém kladek. Tažná lana jsou navíjena na lanový buben. Buben je poháněn přes převodovku elektromotorem. Pohon zahrnuje dvě kotoučové brzdy. Jedna brzda je umístěna na převodovce z důvodu brzdění pohybu vozíku. Druhá brzda na straně bubnu slouží ke stabilizaci kabiny v dané poloze.

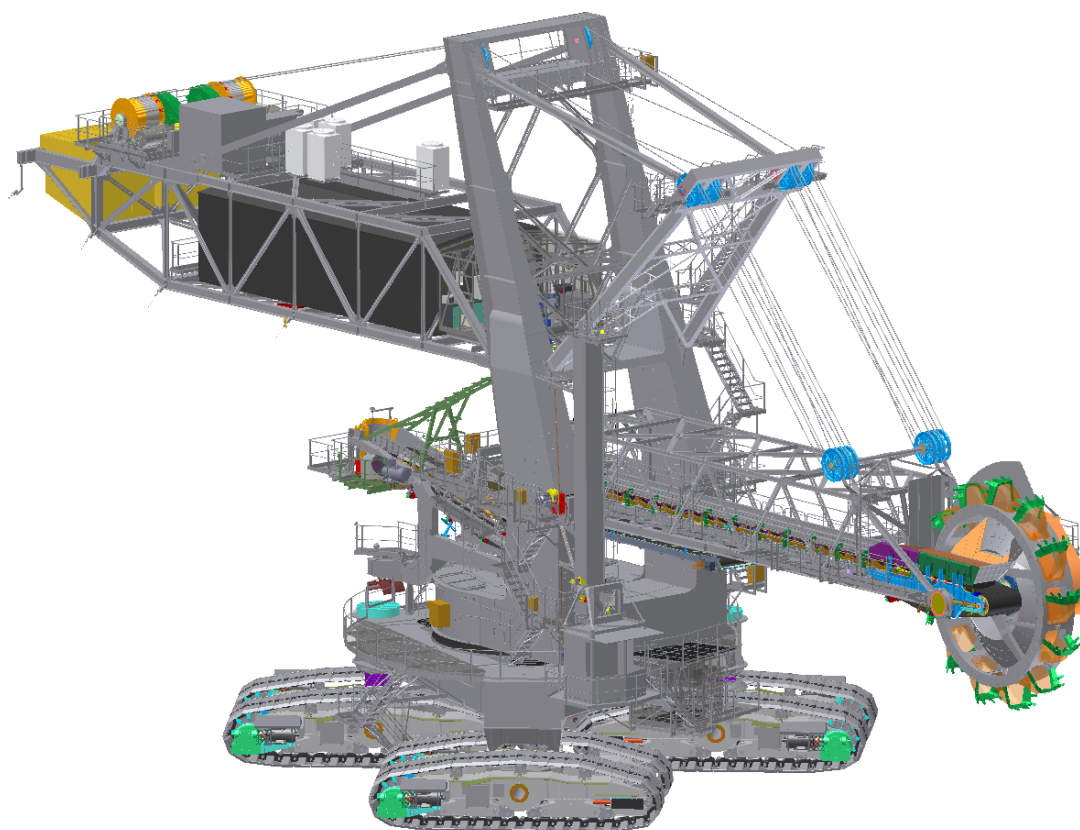
Na hlavě sloupu jsou čtyři lanové kladky, které převádí lana na stranu vozíku kabiny. Vyrovnávání lan je řešeno pomocí příčníku, ve kterém jsou upevněny šrouby. Do šroubů jsou ukotvena konce lan.

Na vozíku jsou čtyři kladky. Dvě v protilehlých rozích jsou napevno a dvě v opačných rozích jsou uloženy ve vahadlech, které pomocí předepjatých pružin vymezují vůle v kolejovém vedení.

Na rámu vozíku je umístěna bezpečnostní třecí brzda.

Výhodou umístění kabiny na straně otočné desky je nevýhodnější z hlediska nejmenšího působení vibrací vznikající z těžby. Výhodou také je přizpůsobení výškové polohy. Dále minimální riziko pro obsluhu při závalu.

Nevýhodou je špatný výhled na koleso při těžbě. Tato skutečnost je řešena kamerovým systémem umístěným na kolese. Monitorovací zařízení kamerového systému umístěno v kabině řidiče.



Obr. 4.5 Pohled na kabinu řidiče na rýpadle KK-550, [21]

4.3.4 Výběr varianty zdvihu a důvody volby

Po konzultaci se zadavatelem, výrobcem a firmou Noen a.s. byla vybrána jako nevhodnější třetí varianta a to umístění kabiny na sloup.

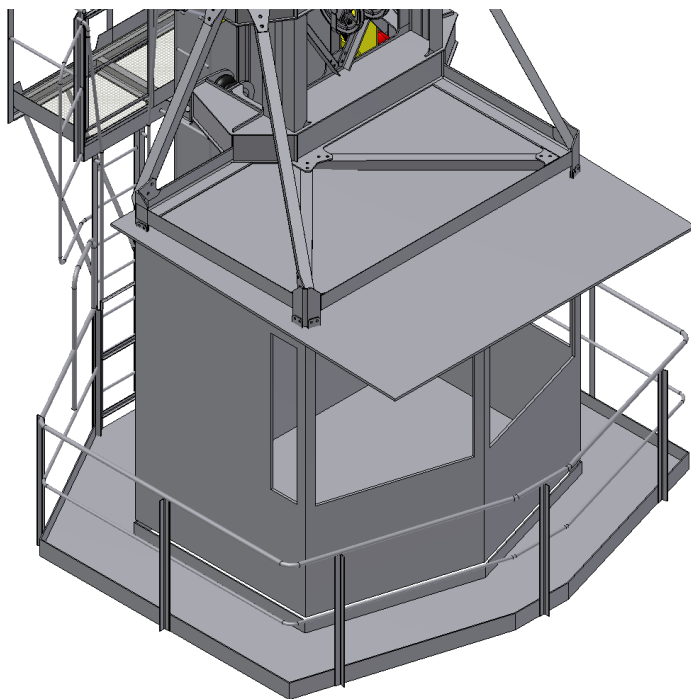
Umístění kabiny je nejvhodnější z hlediska menších vibrací od kola při dobývání skrývky. Výhodou uložení kabiny na sloupu je možnost vertikální změny polohy podle potřeby. Je zde menší riziko poškození kabiny a újmy na zdraví řidiče v případě závalu.

4.4 Popis kabiny řidiče a její výbava

Skelet kabiny řidiče dodán firmou Elektrodílna Dalecký s.r.o.. Skeletem se rozumí rám základní, rám, střecha, podlahové rošty, lávky, zábrany, dveře, obklady stěn, okopový plech a okna.

Kabina je vybavena podle požadavků Dolů Bílina. Je vybavena nově dodaným pneumaticky odpruženým sedadlem GRAMMER ACTIMO XXL, které je vybaveno vlastním kompresorem, seřiditelnou bederní opěrkou, klimatizovaným potahem, otěruvzdorným čalouněním, horizontálním pérováním, otočným adaptérem, opěrkou hlavy, výškově nastavitelnými sklopnými loketními opěrkami. Dále je vybavena novou klimatizací TOSHIBA s topením, ventilací s filtrem pro přísávání vzduchu. Ve vybavení bude i vysavač, přímotop, podlahové vytápění, stěrače oken s ostřikovači, telefon, vysílačka včetně záložního zdroje a dobíjení, osvětlení, zásuvkové obvody, skříňka, polička, sklopná sedačka a věšák.

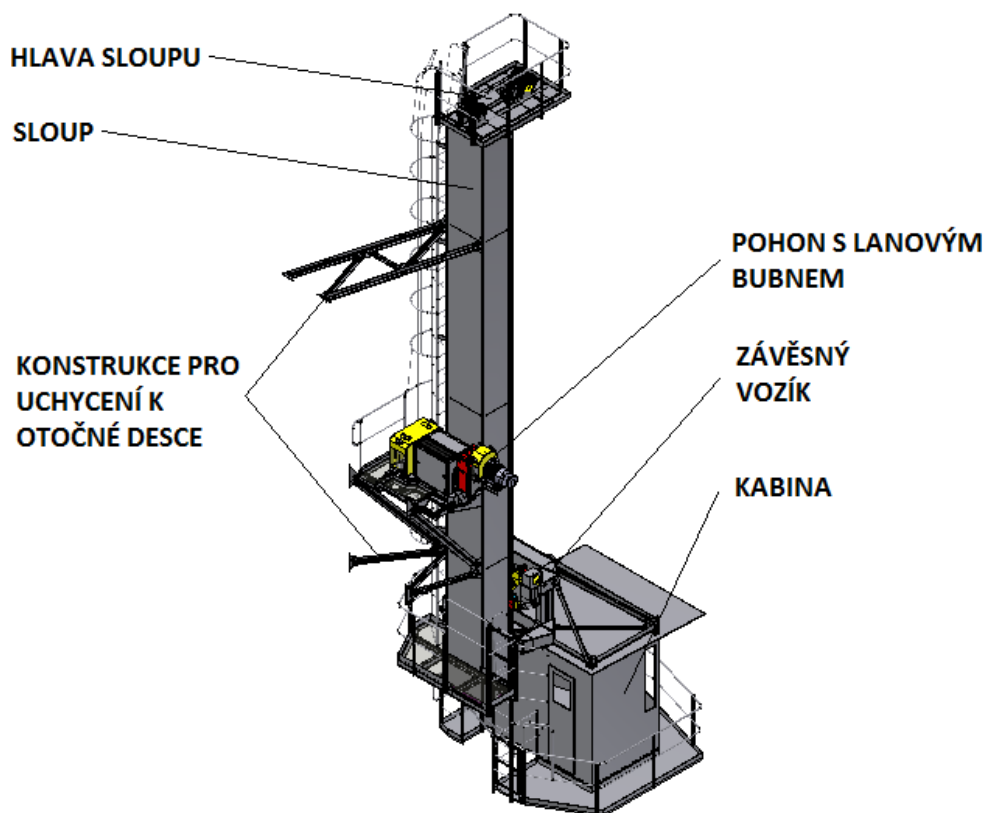
V nové kabině budou nainstalována i zařízení, která budou demontována z provozované kabiny. Jsou to dva kusy operátorských panelů včetně autorádia a reproduktorů, vnitřní a vnější rozvaděčové skříňe, monitor, ovládání kamerového systému, GPS, potvrzovací tlačítko se sirénou a majákem, radiové ovládání kola a panel pásové váhy. Přístup ke kabině je z plošiny ze sloupu kabiny řidiče.



Obr. 4.6 Pohled na kabinu řidiče, [21]

5 NÁVRH ZDVIHU KABINY

Popis konstrukce pro zdvih kabiny

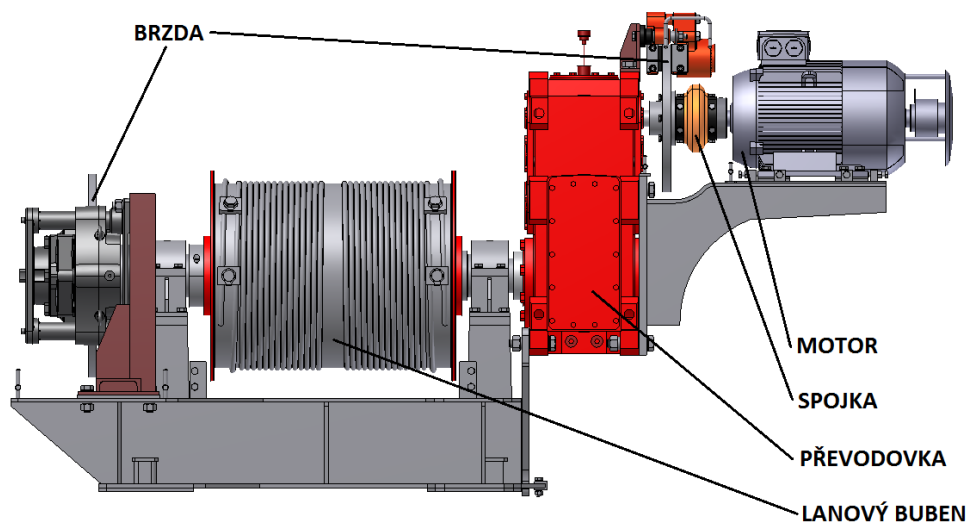


Obr. 4.5 Konstrukce pro zdvih kabiny řidiče, [21]

Mechanická část zdvihu kabiny

Zdvih se skládá z:

- *Motor* - je použit běžný asynchronní čtyřpólový fy SIEMENS, předpokládá se řízení obou motorů jedním frekvenčním měničem. Rovnoměrné rozdělení kroutícího momentu na oba motory bude zajištěno.
- *Spojka* - použita čelní zubová spojka od fy Rexnord - Omega.
- *Brzda* - hlavními částmi jsou brzdové kotouče a brzdová tělesa od fy SVEND-BORG. Brzda se objeví na vstupu převodovky a na bubnu.
- *Převodovka* - použita čelní převodovka od fy SEW EURODRIVE.
- *Lanový buben* - buben bude vyráběn dle normy ČSN 27 1820
- *Příslušenství* - patří sem lano, nosný rám, kryty zařízení, lanové a vodící kladky.



Obr. 5.6 Pohon zdvihu kabiny

6 PEVNOSTNÍ A KINEMATICKÉ VÝPOČTY

6.1 Zatížení

Tíhové zatížení kabiny

Hmotnost kabiny	$G_K = 3\,200\text{ kg}$
Hmotnost rámu kabiny	$G_{RK} = 1\,200\text{ kg}$
Hmotnost obsluhy v kabině	$G_{OB} = 500\text{ kg}$
Dynamický součinitel	$\gamma_G = 1,1$

Pracovní podmínky

Síla větru	$F_V = 0,25\text{ kN/m}^2$
Půdorys kabiny	$S_K = 5\text{ m}^2$
Dynamický součinitel	$\varphi = 1,3$
	$\gamma_W = 1,2$

Zatížení na obě větve

- vlivem hmotnosti

$$S_{VV} = \frac{(G_K + G_{RK} + G_{OB}) \cdot 10}{1000} = \frac{(3200 + 1200 + 500) \cdot 10}{1000} = 49\text{ kN} \quad (1)$$

- vlivem větru

$$S_V = F_V \cdot S_K = 0,25 \cdot 5 = 1,25\text{ kN} \quad (2)$$

Celkové zatížení

- za provozu

$$S_{ZZP} = (S_{VV} \cdot \gamma_G \cdot \varphi) + (S_V \cdot \gamma_W) = (49 \cdot 1,1 \cdot 1,3) + (1,25 \cdot 1,2) = 71,57\text{ kN} \quad (3)$$

- mimo provoz

$$S_{ZMP} = (S_{VV} \cdot \gamma_G) + (S_V \cdot \gamma_W) = (49 \cdot 1,1) + (1,25 \cdot 1,2) = 55,40 \text{ kN} \quad (4)$$

6.1.1 Návrh kladkostroje

Volím převod kladkostroje $i_{KL} = 2$

Účinnost kladky na valivých ložiskách $\eta_1 = 0,98$

Účinnost kladkostroje

$$\eta_{KL} = \frac{\frac{\eta_1 \cdot (1 - \eta_1^{i_{KL}})}{(1 - \eta_1)}}{i_{KL}} = \frac{\frac{0,98 \cdot (1 - 0,98^2)}{(1 - 0,98)}}{2} = 0,97 \quad (5)$$

Síla v lanech působící na buben při zvedání

- za provozu

$$F_{LZP} = \frac{\frac{S_{ZZP}}{i_{KL}}}{\eta_{KL}} = \frac{\frac{71,57}{2}}{0,98} = 36,89 \text{ kN} \quad (6)$$

- mimo provoz

$$F_{LMP} = \frac{S_{ZMP}}{i_{KL}} = \frac{55,40}{2} = 27,70 \text{ kN} \quad (7)$$

6.1.2 Volba lana

Dle firemních zvyklostí a zkušeností z dříve navrhovaných lanových zdvihů je zvoleno

LANO Ø14 - 8x19 Seal-IWRC kde:

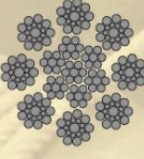
Jmenovitá pevnost drátku lana $R_m = 1770 \text{ MPa}$

Jmenovitá nosnost lana $N_L = 124 \text{ kN}$

SPECIAL CRANE ROPES

8 x 19 Seal - IWRC

Construction 1.9.9



Nominal diameter [mm]	Approximate mass [kg/m]	Nominal breaking load at nominal tensile strength of wires			Minimum breaking load at nominal tensile strength of wires		
		1770 MPa [kN]	1960 MPa [kN]	2160 MPa [kN]	1770 MPa [kN]	1960 MPa [kN]	2160 MPa [kN]
12	0.567	114.4	126.7	139.6	91	101	111
14	0.80	161.9	179.3	197.6	124	137	151
16	1.02	206.9	229.1	252.4	162	179	197
18	1.30	262.9	291.2	320.9	205	227	250
20	1.65	333.1	368.8	406.4	253	280	308
22	1.95	394.6	437.0	481.5	306	339	373
24	2.37	478.2	529.5	583.5	364	403	444
25	2.51	506.9	561.3	618.6	395	437	482
26	2.74	552.5	611.8	674.2	427	473	521
28	3.20	646.2	715.6	788.6	495	549	605
30	3.62	729.9	808.3	890.8	569	630	694
32	4.14	836.4	926.1		647	717	
34	4.70	948.1	1049.9		730	809	
35	4.95	999.5	1106.7		774	857	
36	5.29	1067.2	1181.8		819	907	
38	5.84	1179.5	1306.1		912	1010	
40	6.46	1304.7	1444.8		1011	1120	
42	7.16	1444.1	1599.1		1115	1234	
44	7.80	1574.1	1743.0		1223	1355	
46	8.53	1722.3	1907.2		1337	1481	
48	9.30	1876.9	2078.4		1456	1612	
50	10.10	2038.4	2257.2		1580	1749	

more details available on call

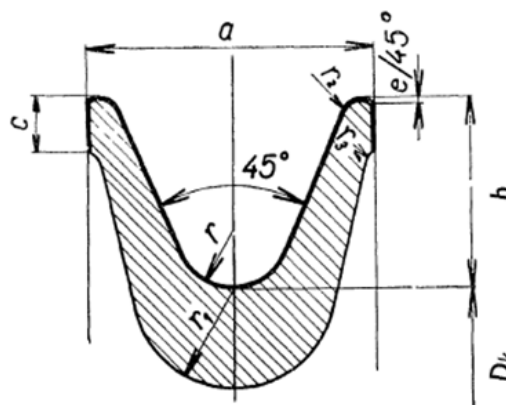
Obr. 6.1 Výběr lana Seal, [20]

Lano s větším počtem drátů (8 pramenů po 19 drátech, celkem tedy 152 drátů + ocelová duše). Lano má vnější vrstvu drátů větších průměrů čímž jsou velice odolné proti otěru. Lano má menší ohebnost, avšak velmi dobře snáší rázová zatížení. Lana vhodná pro výtahy, jako lana na těžbu nebo jako lana rýpadlová.

6.1.3 Návrh kladek

Dle zvoleného lana Ø14 - 8x19 Seal-IWRC volím dle normy ČSN 27 1820:

- drážka pro kladky

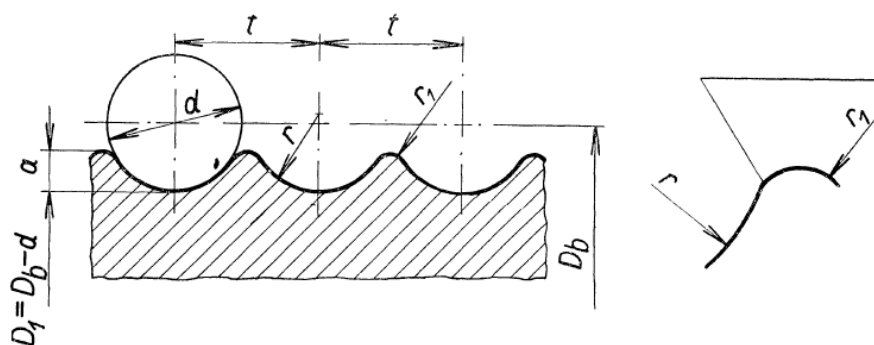


Obr. 6.2 Drážka kladek, [7]

Základní rozměry:

Označení	8	$a = 38 \text{ mm}$	$r_1 = 12 \text{ mm}$
Poloměr	$r = 7,5 \text{ mm}$	$b = 26 \text{ mm}$	$r_2 = 3 \text{ mm}$
Průměr lana	$d_L = 14 \text{ mm}$	$c = 7,5 \text{ mm}$	$r_3 = 2,5 \text{ mm}$
		$e = 1 \text{ mm}$	

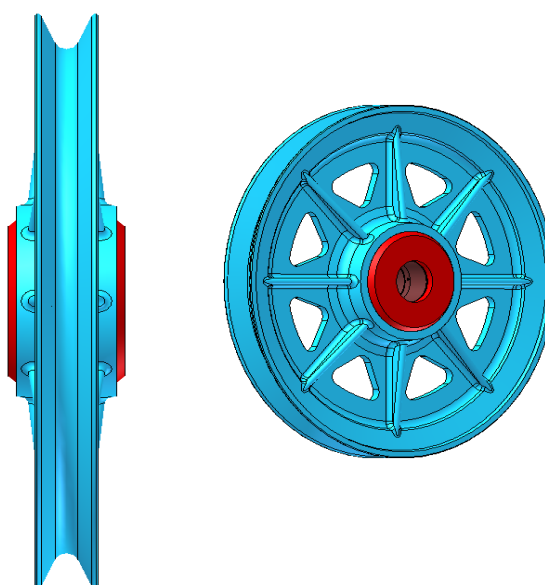
- drážky pro bubny



Obr. 6.3 Drážky lanových bubnů, [7]

Základní rozměry:

Průměr lana	$d_L = 14 \text{ mm}$
Stoupání závitů drážek lanového bubnu	$t = 16 \text{ mm}$
Poloměr	$r = 7,5 \text{ mm}$
Poloměr	$r_1 = 2 \text{ mm}$
Vzdálenost	$a = 4 \text{ mm}$



Obr. 6.4 Lanová kladka

6.1.4 Kontrola lana podle ČSN 27 7020

Kontrola bezpečnosti mimo provoz při poruše jednoho z lana

$$k_{MP} = \frac{N_L}{F_{LM}} = \frac{124}{27,70} = 4,48 \quad (8)$$

$$k_{MP} = 4,48 \cong k_{MPDOV} = 3,9 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

k_{MPDOV} dovolená bezpečnost mimo provoz při poruše jednoho z lan, [6]

Kontrola bezpečnosti za provozu- obě větve v činnosti

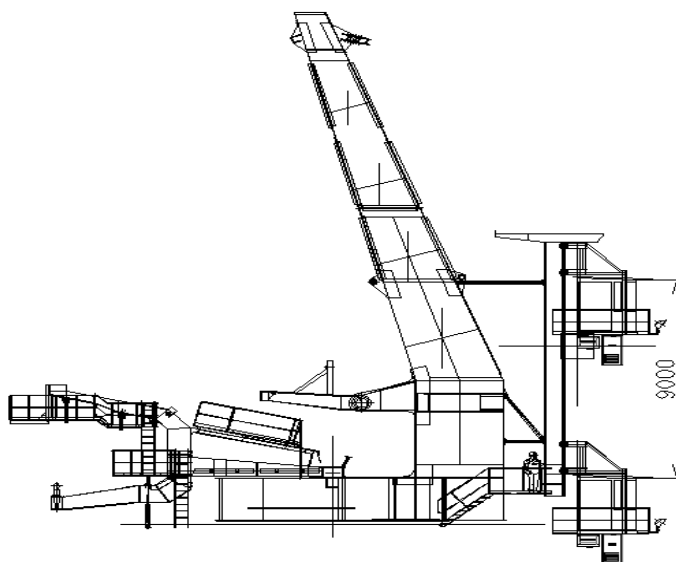
$$k_{ZP} = 2 \cdot \frac{N_L}{F_{LZP}} = 2 \cdot \frac{124}{36,89} = 6,72 \quad (9)$$

$$k_{ZP} = 6,72 > k_{ZPDOV} = 6,2 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

k_{ZPDOV} dovolená bezpečnost za provozu, [6]

Návrh kladkostroje



Obr. 6.5 Pohled na sloup kabiny

Rozdíl délek kladkostroje mezi polohou dolní a horní $y_{KL} = 9000 \text{ mm}$

Navíjená délka lana- pro jednu větev

$$l_{NL} = y_{KL} \cdot i_{KL} = 9000 \cdot 2 = 18000 \text{ mm} \quad (10)$$

Průměr bubnu

$$D_B = 35 \cdot d_L = 35 \cdot 14 = 490 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 500 \text{ mm} \quad (11)$$

Počet závitů na bubnu- pro jednu větev

$$z_B = \frac{l_{NL}}{D_B} + 2,5 = \frac{18000}{500} + 2,5 = 13,56 \rightarrow \text{volím } 14 \text{ závitů} \quad (12)$$

Z důvodu bezpečnosti přičítáme o 2,5 závitů na bubnu víc.

Volím

Stoupání závitů drážek lanových bubnů dle ČSN 27 1820

$$t = 16 \text{ mm}$$

Délka bubnu

$$l_B = 700 \text{ mm}$$

Průměrná rychlost zdvihu

$$v_{ZD} = 0,25 \text{ m/s}$$

Délka závitů na bubnu

$$l_{ZB} = z_B \cdot t = 14 \cdot 16 = 224 \text{ mm} \quad (13)$$

Rychlost navíjení

$$v_{NAV} = \frac{l_{NL}}{\frac{y_{KL}}{v_{ZD}}} = \frac{18000}{\frac{9000}{0,25}} = 0,5 \text{ m/s} \quad (14)$$

Kroutící momenty na bubnu

- provozní

$$M_{KPR} = \frac{F_{LZP}}{2} \cdot \frac{D_B}{2} = \frac{36,89}{2} \cdot \frac{500}{2} = 4611,25 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (15)$$

- provozní při poruše jedné větve

$$M_{KPRJV} = \frac{F_{LZP} \cdot D_B}{2} = \frac{36,89 \cdot 500}{2} = 9222,5 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (16)$$

- mimo provoz při poruše jedné větve

$$M_{KMPJV} = \frac{F_{LMP} \cdot D_B}{2} = \frac{27,70 \cdot 500}{2} = 6925 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (17)$$

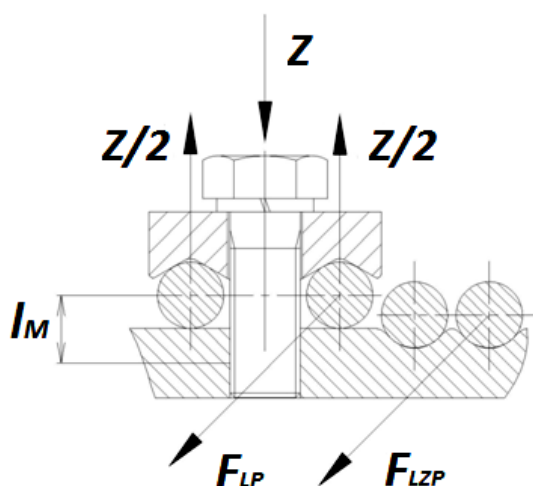
Rychlost otáčení bubnu

$$n_B = \frac{v_{NAV}}{\frac{\pi \cdot D_B}{1000}} \cdot 60 = \frac{0,5}{\frac{\pi \cdot 0,5}{1000}} \cdot 60 = 19,10 \text{ ot/min} \quad (18)$$

Úhlová rychlost otáčení bubnu

$$\omega_B = \frac{n_B}{60} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{19,10}{60} \cdot 2 \cdot \pi = 2 \text{ s}^{-1} \quad (19)$$

Kontrola uchycení lana na bubnu (přidržka) [5]



Obr. 6.6 Řez přidržkou

Základní parametry:

Počet závěrných závitů	$n = 2$
Součinitel tření mezi bubnem a lanem	$f = 0,1$
Průměr šroubu přidržky	$d_{\text{šR}} = 20 \text{ mm}$
Malý průměr šroubu M20x1,5	$d_{3\text{šR}} \cong 18 \text{ mm}$
Rameno momentu	$l_M = 17 \text{ mm}$
Celkový počet šroubů	$i_{\text{šR}} = 2$
Materiál šroubů	15 131 – (tvrdość 10.9)
Mez kluzu materiálu šroubů	$Re_{\text{šR}} = 540 \text{ MPa}$

Úhel opásání

$$\alpha = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 2 = 12,57 \text{ rad} \quad (20)$$

Síla v laně v místě příložky

$$F_{LP} = \frac{F_{LZP}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{36,89}{e^{0,1 \cdot 12,57}} = 10,50 \text{ kN} \quad (21)$$

Potřebná osová síla ve šroubech příložek

$$Z = \frac{F_{LP}}{f \cdot (1 + e^{f \cdot \alpha})} = \frac{10,5}{0,1 \cdot (1 + e^{0,1 \cdot 12,57})} = 23,26 \text{ kN} \quad (22)$$

Ohybový moment šroubu

$$M_{O\text{šR}} = F_{LP} \cdot l_M = 10,5 \cdot 10^3 \cdot 17 = 178\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (23)$$

Plocha jádra šroubu

$$A_O = \frac{\pi \cdot d_{3\text{šR}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 18^2}{4} = 254,47 \text{ mm}^2 \quad (24)$$

Odporový modul průřezu jádra šroubu

$$W_{OŠR} = \frac{\pi \cdot d_{3ŠR}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 18^3}{32} = 572,56 \text{ mm}^3 \quad (25)$$

Celkové napětí šroubu

$$\sigma_{CŠR} = \frac{Z}{(i_{ŠR} \cdot A_O)} + \frac{M_{OŠR}}{i_{ŠR} \cdot W_{OŠR}} = \frac{23,26 \cdot 10^3}{(2 \cdot 254,47)} + \frac{178\,500}{2 \cdot 572,56} = 201,58 \text{ MPa} \quad (26)$$

6.2 Volba převodovky, motoru a spojky

Pracovní podmínky

Dynamický součinitel *neuvažují*

Součinitel větru $\varphi_V = 1$

Zatížení kladkostroje při poruše jedné větve za provozu

$$S_{ZZPJV} = S_{VV} \cdot \gamma_G \cdot \varphi_V + S_V \cdot \gamma_W = 49 \cdot 1,1 \cdot 1 + 1,25 \cdot 1,2 = 55,40 \text{ kN} \quad (27)$$

Kroutící moment na bubnu

$$M_{KB} = \frac{\frac{S_{ZZPJV}}{2}}{\eta_{KL}} \cdot \frac{D_B}{2} = \frac{\frac{55,40}{2}}{0,97} \cdot \frac{500}{2} = 7139,17 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (28)$$

Požadovaný výkon motoru

Účinnost převodovky $\eta_{PŘ} = 0,94[-]$

Uvažovaný provozní součinitel $f_b = 1,5[-]$

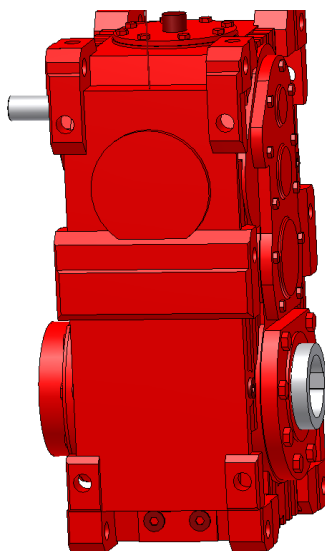
$$P_{PM} = \frac{M_{KB} \cdot \omega_B}{\eta_{PŘ}} = \frac{7139,17 \cdot 2}{0,94} = 15189,72 \text{ W} \quad (29)$$

Požadovaný moment

$$M_{POŽ} = M_{KB} \cdot f_b = 7139,17 \cdot 1,5 = 10708,76 \text{ kN} \cdot \text{mm} \quad (30)$$

6.2.1 Volba převodovky

Dle vypočtených parametrů a konzultací odborných pracovišť zvolena výrobcem vhodná převodovka typu **PŘEVODOVKA SEW čelní X3FA 120/B**.



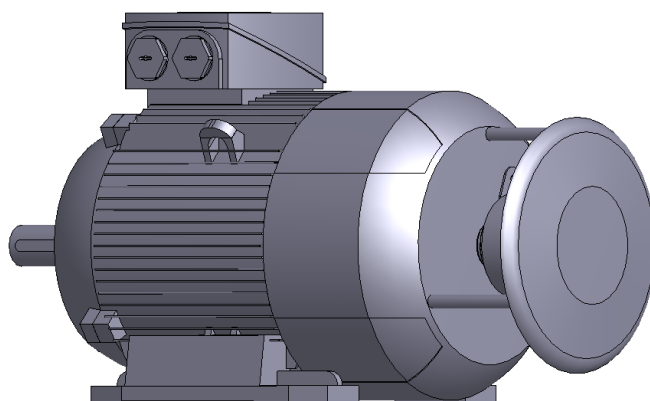
Obr. 6.7 Převodovka čelní SEW X3FA 120/B

Základní parametry [22]:

Otáčky	20 <i>ot/min</i>
Zatížení	12,8 <i>kN · m</i>
Výkon	15 <i>kW</i>
Hmotnost	370 <i>kg</i>

6.2.2 Volba motoru

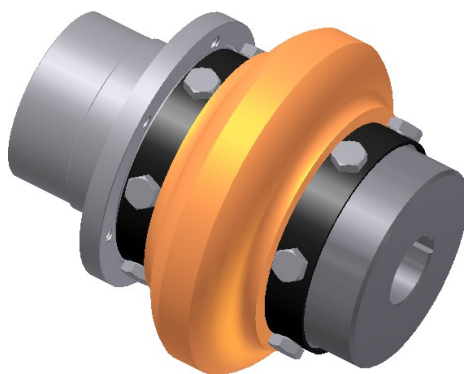
Dle zvolené převodovky a jejích parametrů volím **MOTOR Siemens 1LE 1001 - 1DB43-4.AB4-Z** [1].



Obr. 6.8 Motor SIEMENS 1LE 1001 - 1DB43-4.AB4-Z

6.2.3 Volba spojky

Volím čelní zubovou **SPOJKU Rex Omega 20** [1].



Obr. 6.9 Spojka Rex Omega 20

Kontrola volby spojky

Krouticí moment na zvoleném motoru

$$M_{KM} = 120 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Krouticí moment na zvolené spojce

$$M_{KS} = 260 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bezpečnost na zvolené spojce

$$k_{SP} = \frac{M_{KS}}{M_{KM}} = \frac{260}{120} = 2,16 \geq 1 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (31)$$

6.3 Kontrola pláště lanového bubnu

Plášť bubnu vyroben z materiálu S355J2.

Konstrukční rozměry bubnu

Délka bubnu $l_B = 700 \text{ mm}$

Průměr bubnu pod lanem $d_{BL} = 486 \text{ mm}$

Vnitřní průměr bubnu $d_{BV} = 440 \text{ mm}$

Tloušťka bubnu pod lanem $t_{BL} = 30 \text{ mm}$

Tah v lanech

- za provozu

$$F_{TLZP} = \frac{S_{ZZP}}{i_{KL} \cdot \eta_{KL}} = \frac{71,57}{2 \cdot 0,97} = 36,90 \text{ kN} \quad (32)$$

- mimo provoz

$$F_{TLMP} = \frac{S_{ZMP}}{i_{KL}} = \frac{55,40}{2} = 27,70 \text{ kN} \quad (33)$$

Napětí v obvodovém tlaku

- mimo provoz kdy obě větve fungují

$$\sigma_{TMPOV} = \frac{F_{TLMP} \cdot 1000}{2 \cdot t_{BL} \cdot t} = \frac{27,70 \cdot 1000}{2 \cdot 30 \cdot 16} = 28,85 \text{ MPa} \quad (34)$$

- mimo provoz kdy je jedna větev funkční

$$\sigma_{TMPJV} = \frac{F_{TLMP} \cdot 1000}{t_{BL} \cdot t} = \frac{27,70 \cdot 1000}{30 \cdot 16} = 57,71 \text{ MPa} \quad (35)$$

- za provozu kdy obě větve fungují

$$\sigma_{TZPOV} = \frac{F_{TLZP} \cdot 1000}{2 \cdot t_{BL} \cdot t} = \frac{36,90 \cdot 1000}{2 \cdot 30 \cdot 16} = 38,44 \text{ MPa} \quad (36)$$

- za provozu kdy je jedna větev funkční

$$\sigma_{TZPJV} = \frac{F_{TLZP} \cdot 1000}{t_{BL} \cdot t} = \frac{36,90 \cdot 1000}{30 \cdot 16} = 76,88 \text{ MPa} \quad (37)$$

Ohyb

Průřezový modul v ohybu

$$W_{OB} = \frac{\pi \cdot (d_{BL}^4 - d_{BV}^4)}{64} \cdot \frac{2}{d_{BL}} = \frac{\pi \cdot (486^4 - 440^4)}{64} \cdot \frac{2}{486} = 3\,698\,237,63 \text{ mm}^3 \quad (38)$$

Ohybový moment

- mimo provoz

$$M_{OMP} = \frac{F_{TLMP} \cdot 1000 \cdot l_B}{4} = \frac{27,70 \cdot 1000 \cdot 700}{4} = 4\,847\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (39)$$

- za provozu

$$M_{OZP} = \frac{F_{TLMP} \cdot 1000 \cdot l_B}{4} = \frac{36,90 \cdot 1000 \cdot 700}{4} = 6\,457\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (40)$$

Ohybové napětí

- mimo provoz

$$\sigma_{OMP} = \frac{M_{OMP}}{W_{OB}} = \frac{4\,847\,500}{3\,698\,237,63} = 1,31 \text{ MPa} \quad (41)$$

- za provozu

$$\sigma_{OZP} = \frac{M_{OZP}}{W_{OB}} = \frac{6\,457\,500}{3\,698\,237,63} = 1,75 \text{ MPa} \quad (42)$$

Krut

Průřezový modul v krutu

$$W_{KB} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_{BL}^4 - d_{BV}^4)}{d_{BL}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(486^4 - 440^4)}{486} = 7\,396\,475,25 \text{ mm}^3 \quad (43)$$

Kroutící moment

- mimo provoz

$$M_{KMP} = \frac{S_{ZMP}}{i_{KL}} \cdot 1000 \cdot \frac{D_B}{2} = \frac{55,4}{2} \cdot 1000 \cdot \frac{500}{2} = 6\,925\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (44)$$

- za provozu

$$M_{KZP} = \frac{S_{ZZP}}{i_{KL} \cdot \eta_{KL}} \cdot 1000 \cdot \frac{D_B}{2} = \frac{71,57}{2 \cdot 0,97} \cdot 1000 \cdot \frac{500}{2} = 9\,222\,938,14 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (45)$$

Smykové napětí

- mimo provoz

$$\tau_{KMP} = \frac{M_{KMP}}{W_{KB}} = \frac{6\,925\,000}{7\,396\,475,25} = 0,94 \text{ MPa} \quad (46)$$

- za provozu

$$\tau_{KZP} = \frac{M_{KZP}}{W_{KB}} = \frac{9\,222\,938,14}{7\,396\,475,25} = 1,25 \text{ MPa} \quad (47)$$

Srovnávací napětí (HMH hypotéza)

- mimo provoz kdy jen jedna větev funguje

$$\begin{aligned} \sigma_{redSMP} &= \sqrt{\sigma_{TMPJV}^2 + \sigma_{OMP}^2 - \sigma_{TMPJV} \cdot \sigma_{OMP} + 3 \cdot \tau_{KMP}^2} = \\ \sigma_{redSMP} &= \sqrt{57,71^2 + 1,31^2 - 57,71 \cdot 1,31 + 3 \cdot 0,94^2} = 57,10 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (48)$$

- za provozu kdy jen jedna větev funguje

$$\begin{aligned} \sigma_{redSZP} &= \sqrt{\sigma_{TZPJV}^2 + \sigma_{OZP}^2 - \sigma_{TZPJV} \cdot \sigma_{OZP} + 3 \cdot \tau_{KZP}^2} = \\ \sigma_{redSMP} &= \sqrt{76,88^2 + 1,75^2 - 76,88 \cdot 1,75 + 3 \cdot 1,25^2} = 76,05 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (49)$$

Součinitel statické bezpečnosti

- mimo provoz kdy jen jedna větev funguje

$$k_{SMP} = \frac{Re_B}{\sigma_{redSMP}} = \frac{355}{57,10} = 6,22 \geq 2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (50)$$

- za provozu kdy jen jedna větev funguje

$$k_{SZP} = \frac{Re_B}{\sigma_{redSMP}} = \frac{355}{76,05} = 4,67 \geq 2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (51)$$

kde:

Re_B MPa mez kluzu, pro materiál S355J2

6.4 Kontrola hřídele bubnu

Kontroluje se na prostou pevnost a na síly zatížení kladkostroje S_{ZZP} , S_{MP} .

Na únavu se kontroluje na sílu ze zatížení kladkostroje S_{ZZPV} .

Hřídel vyroben z materiálu 14 420.6.

Hmotnosti příslušenství pohonu:

Hmotnost převodovky $G_{PŘ} = 370 \text{ kg}$

Hmotnost brzdy a spojky $G_{BS} = 60 \text{ kg}$

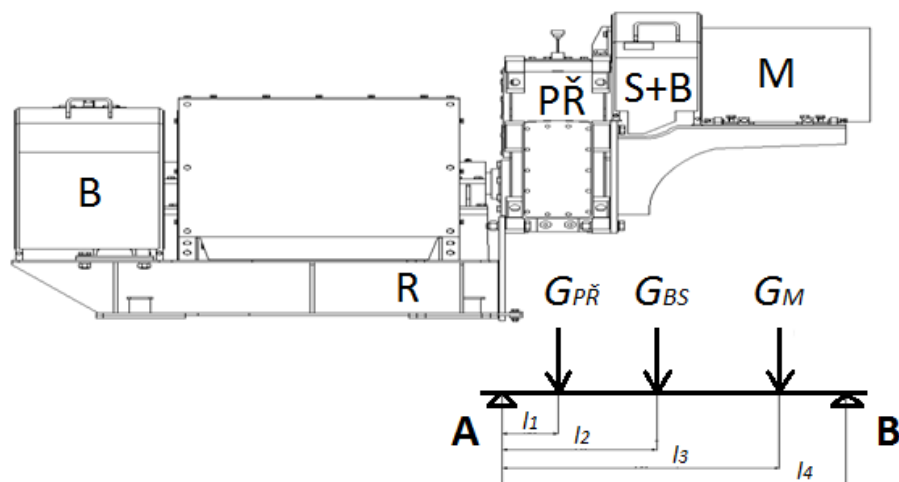
Hmotnost motoru $G_M = 90 \text{ kg}$

Hmotnost rámu $G_R = 80 \text{ kg}$

Délky působení reakčních sil od místa A :

$l_1 = 159 \text{ mm}$ $l_3 = 791 \text{ mm}$

$l_2 = 441 \text{ mm}$ $l_4 = 979 \text{ mm}$



Obr. 6.10 Působení příslušenství pohonu na hřídel

6.4.1 Výpočet reakcí - vliv hmotnosti

- záchyt reakce

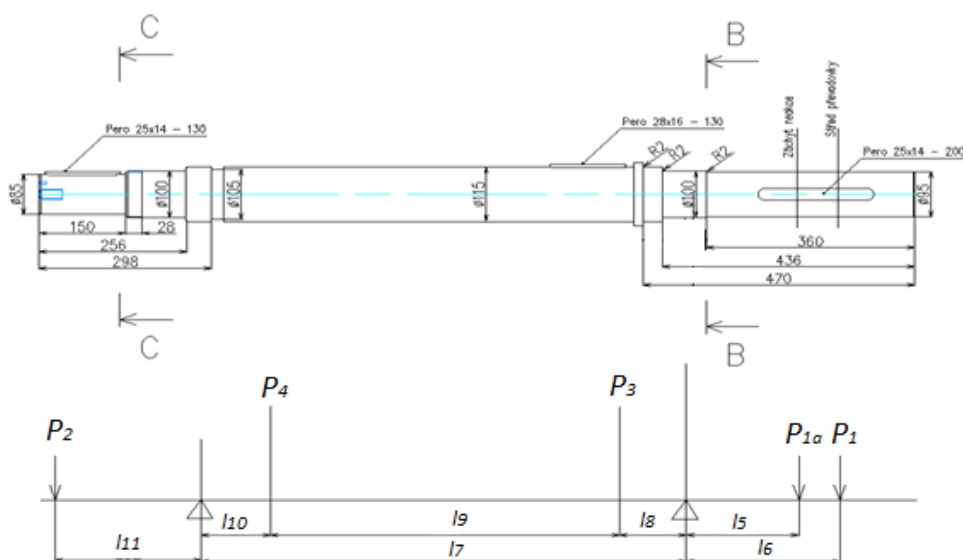
$$B = \frac{(G_{PŘ} \cdot l_1 + G_{BS} \cdot l_2 + G_M \cdot l_3 + G_R \cdot 0)}{l_4} \cdot 10 = \quad (52)$$

$$B = \frac{(370 \cdot 159 + 60 \cdot 441 + 90 \cdot 791 + 80 \cdot 0)}{979} \cdot 10 = 1598,37 \text{ N}$$

- zatížení hřídele

$$A = (G_{PŘ} + G_{BS} + G_M + G_R) \cdot 10 - B = (370 + 60 + 90 + 80) \cdot 10 - 1598,37 = \quad (53)$$

$$A = 4401,63 \text{ N}$$



Obr. 6.11 Hřídel bubnu

Výpočet reakcí působící na hřídel

Tíha pohonu

$$P_1 = A = \left(G_{PŘ} + G_{BS} + G_M + \frac{G_R}{2} \right) \cdot 10 = \left(370 + 60 + 90 + \frac{80}{2} \right) \cdot 10 = 5600 \text{ N} \quad (54)$$

Reakce na moment za provozu pro kontrolu prosté pevnosti

$$P_{1aZPP} = \frac{M_{KZP}}{l_4} = \frac{9\,222\,938,14}{979} = 9\,420,77 \text{ N} \quad (55)$$

Reakce na moment mimo provoz pro kontrolu prosté pevnosti

$$P_{1aMPP} = \frac{M_{KMP}}{l_4} = \frac{6\,925\,000}{979} = 7\,073,54 \text{ N} \quad (56)$$

Reakce na moment za provozu pro kontrolu únavy

$$P_{1aZPU} = \frac{S_{ZZPJV}}{i_{KL} \cdot \eta_{KL}} \cdot \frac{D_B}{2} \cdot \frac{1000}{l_4} = \frac{55,40}{2 \cdot 0,97} \cdot \frac{500}{2} \cdot \frac{1000}{979} = 7292,31 \text{ N} \quad (57)$$

Tíhová síla od hmotnosti kotouče a náboje

$$P_2 = G_{KN} \cdot 10 = 100 \cdot 10 = 1000 \text{ N} \quad (58)$$

Moment tíhy pohonu k záchytu reakce (od složky připadající do reakce B)

$$M_g = B \cdot (l_6 - l_5) = 1598,37 \cdot (265 - 194) = 113\,484,27 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (59)$$

6.4.2 Místo řezu B-B

Statická kontrola

Průměr hřídele v místě řezu $d_{B-B} = 95 \text{ mm}$

Ohyb

Ohybový moment v místě řezu B-B

- za provozu

$$M_{OZPB} = (P_1 + P_{1aZPP}) \cdot l_{B-B} + M_g = (5600 + 9420,77) \cdot 114 + 113\,484,27 = \quad (60)$$

$$M_{OZPB} = 1\,825\,852,05 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde:

l_{B-B} mm vzdálenost řezu B-B od reakce P_1 (odměřeno v programu AutoCAD)

- mimo provoz

$$M_{OMPB} = (P_1 + P_{1aMPP}) \cdot l_{B-B} + M_g = (5600 + 7073,54) \cdot 114 + 113\,484,27 = \quad (61)$$

$$M_{OMPB} = 1\,558\,267,83 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průřezový modul v ohybu v místě řezu B-B

$$W_{OBB} = \frac{\pi \cdot d_{B-B}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 95^3}{32} = 84\,172,59 \text{ mm}^3 \quad (62)$$

Jmenovité ohybové napětí

- za provozu

$$\sigma_{OZPB} = \frac{M_{OZPB}}{W_{OBB}} = \frac{1\,825\,852,05}{84\,172,59} = 21,69 \text{ MPa} \quad (63)$$

- mimo provoz

$$\sigma_{OMP B} = \frac{M_{OMP B}}{W_{OBB}} = \frac{1\,558\,267,83}{84\,172,59} = 18,51 \text{ MPa} \quad (64)$$

Krut

Kroutící moment

- za provozu

$$M_{KZPB} = \frac{S_{ZZP} \cdot 1000}{i_{KL} \cdot \eta_{KL}} \cdot \frac{D_B}{2} = \frac{71,57 \cdot 1000}{2 \cdot 0,97} \cdot \frac{500}{2} = 9\,222\,938,14 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (65)$$

- mimo provoz

$$M_{KMPB} = F_{LMP} \cdot \frac{D_B}{2} \cdot 1000 = 27,70 \cdot \frac{500}{2} \cdot 1000 = 6\,925\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (66)$$

Průřezový modul v krutu v místě řezu B-B

$$W_{KBB} = \frac{\pi \cdot d_{B-B}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 95^3}{16} = 168\,345,19 \text{ mm}^3 \quad (67)$$

Jmenovité smykové napětí

- za provozu

$$\tau_{KZPB} = \frac{M_{KZPB}}{W_{KBB}} = \frac{9\,222\,938,14}{168\,345,19} = 54,79 \text{ MPa} \quad (68)$$

-mimo provoz

$$\tau_{KMPB} = \frac{M_{KMPB}}{W_{KBB}} = \frac{6\,925\,000}{168\,345,19} = 41,13 \text{ MPa} \quad (69)$$

Srovnávací napětí (HMH hypotéza)

- za provozu

$$\sigma_{redZPB} = \sqrt{\sigma_{OZPB}^2 + 3 \cdot \tau_{KZPB}^2} = \sqrt{21,69^2 + 3 \cdot 54,79^2} = 97,35 \text{ MPa} \quad (70)$$

- mimo provoz

$$\sigma_{redMPB} = \sqrt{\sigma_{OMP B}^2 + 3 \cdot \tau_{KMPB}^2} = \sqrt{18,51^2 + 3 \cdot 41,13^2} = 73,60 \text{ MPa} \quad (71)$$

Součinitel statické bezpečnosti v místě řezu B-B

- za provozu

$$k_{ZPB} = \frac{Re_H}{\sigma_{redZPB}} = \frac{450}{97,35} = 4,62 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (72)$$

-mimo provoz

$$k_{MPB} = \frac{Re_H}{\sigma_{redMPB}} = \frac{450}{73,60} = 6,11 \geq 1,5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (73)$$

kde:

Re_H MPa mez kluzu, pro materiál 14 420.6

Únavová kontrola

Ohybový moment

$$M_{OUB} = (P_1 + P_{1aMPP}) \cdot l_{B-B} + M_g = (5600 + 7073,54) \cdot 114 + 113\,484,27 = \quad (74)$$

$$M_{OUB} = 1\,558\,267,83 \, N \cdot mm$$

Kroutící moment

$$M_{KUB} = M_{KB} \cdot 1000 = 7139,17 \cdot 1000 = 7\,139\,170 \, N \cdot mm \quad (75)$$

Jmenovité napětí v ohybu

$$\sigma_{OUB} = \frac{M_{OUB}}{W_{OBB}} = \frac{1\,558\,267,83}{84\,172,59} = 18,51 \, MPa \quad (76)$$

Jmenovité napětí v krutu

$$\tau_{KUB} = \frac{M_{KUB}}{W_{KBB}} = \frac{7\,139\,170}{168\,345,19} = 42,41 \, MPa \quad (77)$$

Mez únavy v ohybu pod empirických vzorců

$$\sigma_{CUB} = \left(0,077 \cdot Rm_H - 0,0036 \cdot \left(\frac{Rm_H}{10} \right)^2 \right) \cdot 10 = \quad (78)$$

$$\sigma_{CUB} = \left(0,077 \cdot 700 - 0,036 \cdot \left(\frac{700}{10} \right)^2 \right) \cdot 10 = 362,6 \, MPa$$

Mez únavy v krutu podle empirických vzorců

$$\tau_{CUB} = 0,58 \cdot \sigma_{CUB} = 0,58 \cdot 362,6 = 210,31 \, MPa \quad (79)$$

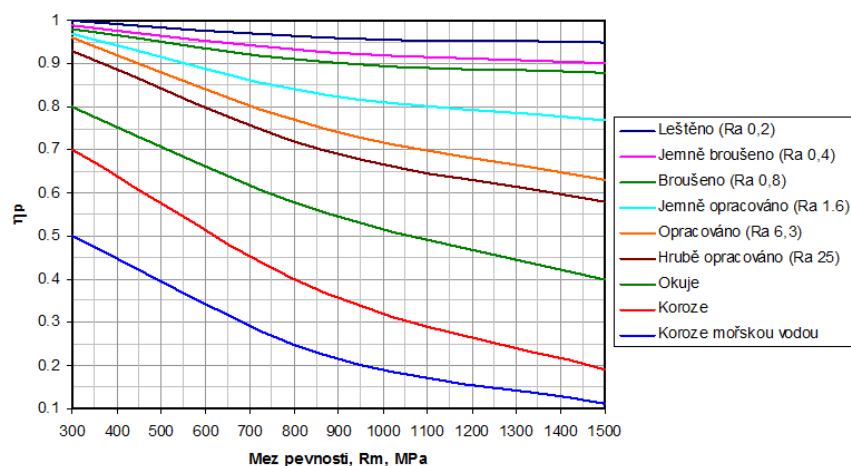
Skutečná mez únavy v ohybu

$$\sigma_{CUB}^* = \sigma_{CUB} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\sigma}{\beta_\sigma} = 362,6 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,7}{1,96} = 110,08 \, MPa \quad (80)$$

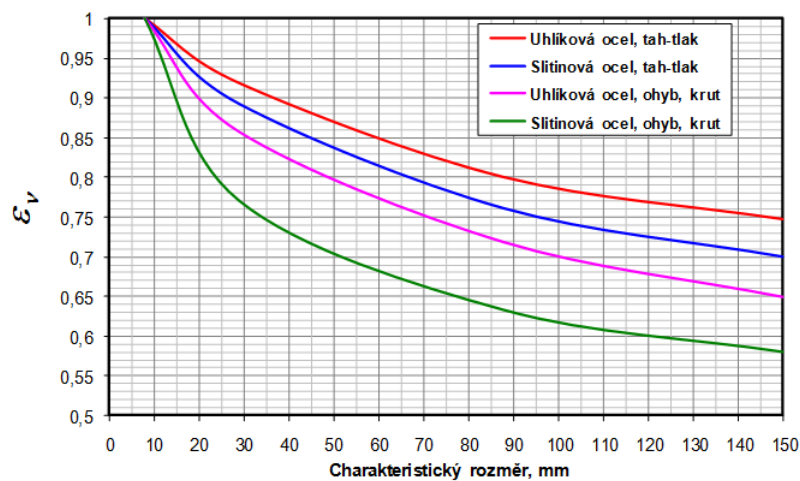
kde:

η_P součinitel vlivu jakosti povrchu, Obr. 6.12

ε_σ součinitel vlivu velikosti součásti, Obr. 6.13



Obr. 6.12 Diagram součinitele jakosti povrchu η_p , [9]



Obr. 6.13 Diagram součinitele velikosti $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$, [9]

Vrubový součinitel v místě řezu B-B u ohybu

$$\beta_\sigma = 1 + (\alpha_{\sigma_{CUB}} - 1) \cdot \eta_C = 1 + (2,3 - 1) \cdot 0,74 = 1,96 \quad (81)$$

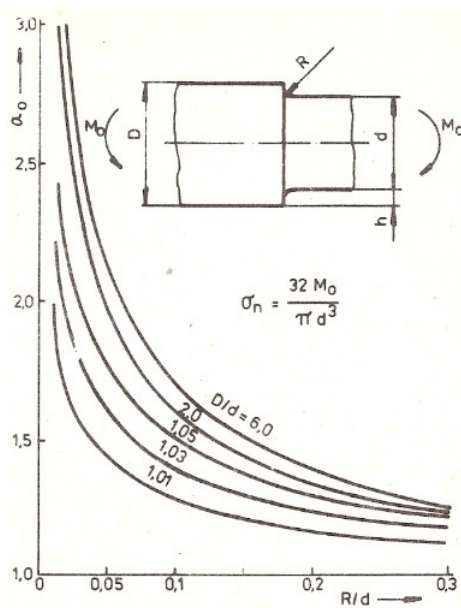
kde:

$\alpha_{\sigma_{CUB}}$

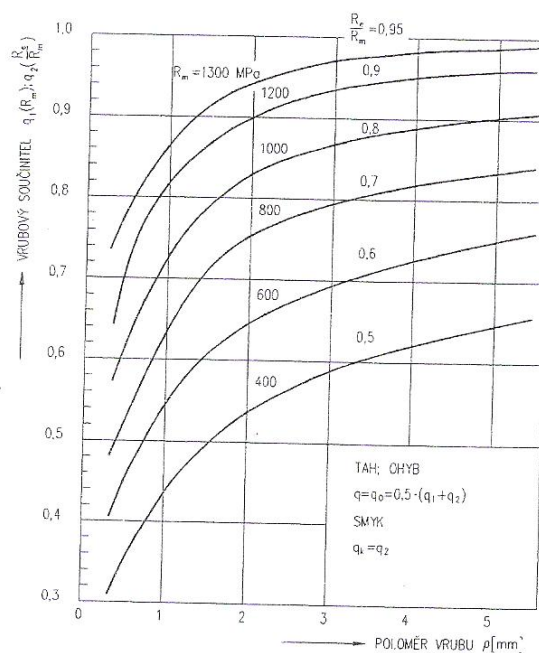
tvarový součinitel v osazení v ohybu, Obr. 6.14

η_C

součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu, Obr. 6.15



Obr. 6.14 Tvarový součinitel α_{σ_n} hřídele v osazení, ohyb, [2]



Obr. 6.15 Součinitel citlivosti materiálu η_c , [3]

Skutečná mez únavy v krutu

$$\tau_{CUB}^* = \tau_{CUB} \cdot \frac{\eta_P \cdot \varepsilon_\tau}{\beta_\tau} = 210,31 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,7}{1,36} = 92,01 \text{ MPa} \quad (82)$$

kde:

η_P

součinitel vlivu jakosti povrchu, Obr. 6.12

ε_τ

součinitel vlivu velikosti součásti, Obr. 6.13

Vrubový součinitel v místě řezu B-B u krutu

$$\beta_{\tau} = 1 + (\alpha_{\tau_{CUB}} - 1) \cdot \eta_C = 1 + (1,4 - 1) \cdot 0,9 = 1,36 \quad (83)$$

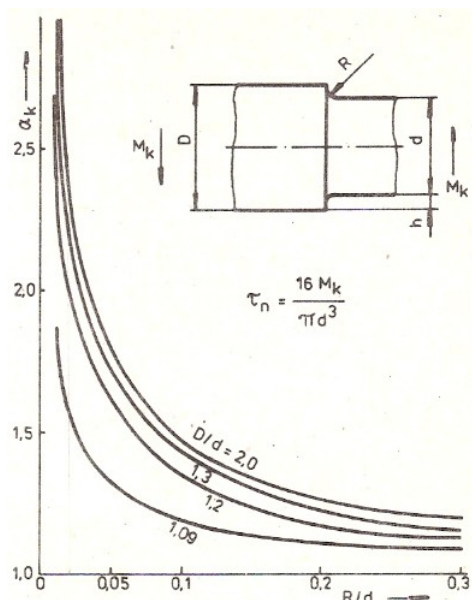
kde:

$\alpha_{\tau_{CUB}}$

tvarový součinitel v osazení v krutu, Obr. 6.16

η_C

součinitel citlivosti materiálu na nesouměrnost cyklu, Obr. 6.15



Obr. 6.16 Tvarový součinitel α_{τ_k} hřídele v osazení hřídele, krut, [2]

Výsledná bezpečnost v místě řezu B-B

$$k_{UB} = \frac{\frac{\sigma_{CUB}^*}{\sigma_{OUB}} \cdot \frac{\tau_{CUB}^*}{\tau_{KUB}}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{CUB}^*}{\sigma_{OUB}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{CUB}^*}{\tau_{KUB}}\right)^2}} = \frac{\frac{110,08}{18,51} \cdot \frac{92,01}{42,41}}{\sqrt{\left(\frac{110,08}{18,51}\right)^2 + \left(\frac{92,01}{42,41}\right)^2}} = \quad (84)$$

$$k_{UB} = 2,04 \geq 1,3 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.4.3 Místo řezu C-C

Ohyb

Průměr hřídele v řezu C-C

$$d_{C-C} = 85 \text{ mm}$$

Ohybový moment

$$M_{OC} = (P_2 + P_5) \cdot l_{C-C} = (1000 + 2000) \cdot 150 = 450\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (85)$$

kde:

P_5

N

nerovnoměrnost třecí síly na třmenech

l_{C-C} mm vzdálenost řezu C-C od reakce P_2 (odměřeno v programu AutoCAD)

Průřezový modul v ohybu

$$W_{OC} = \frac{\pi \cdot d_{C-C}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 85^3}{32} = 60\,291,58 \, mm^3 \quad (86)$$

Jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{OC} = \frac{M_{OC}}{W_{OC}} = \frac{450\,000}{60\,291,58} = 7,46 \, MPa \quad (87)$$

Krut

Krouticí moment

$$M_{KC} = M_{KZPB} = 9\,222\,938,14 \, N \cdot mm \quad (88)$$

Průřezový modul v krutu

$$W_{KC} = 2 \cdot W_{OC} = 2 \cdot 60\,291,58 = 120\,583,16 \, mm^3 \quad (89)$$

Jmenovité smykové napětí

$$\tau_{KC} = \frac{M_{KC}}{W_{KC}} = \frac{9\,222\,938,14}{120\,583,16} = 76,49 \, MPa \quad (90)$$

6.4.4 Volba per

Volba pera pro uložení převodovky

Volím **PERO 25x14 - 200 ČSN 02 2562**, vyrobeno z materiálu E 335.

Mez kluzu materiálu E 335 $Re_{PP} = 355 \, MPa$

Průměr hřídele pod převodovkou $d_{HP} = 95 \, mm$

Délka pera $l_{PP} = 200 \, mm$

Hloubka drážky v náboji $t_{1P} = 5,5 \, mm$

Kontrola pera na otlačení

- otlačení za provozu

$$\sigma_{OZPP} = \frac{M_{KZPB}}{d_{B-B}} \cdot \frac{2}{(l_{PP} \cdot t_{1P})} = \frac{9\,222\,938,14}{95} \cdot \frac{2}{(200 \cdot 5,5)} = 176,52 \, MPa \quad (91)$$

- otlačení mimo provoz

$$\sigma_{OMPP} = \frac{M_{KMPB}}{d_{B-B}} \cdot \frac{2}{(l_{PP} \cdot t_{1P})} = \frac{6\,925\,000}{95} \cdot \frac{2}{(200 \cdot 5,5)} = 132,54 \, MPa \quad (92)$$

Součinitel bezpečnosti

- za provozu

$$k_{PPZP} = \frac{Re_{PP}}{\sigma_{OZPP}} = \frac{355}{176,52} = 2,01 \rightarrow \text{je dostačující} \quad (93)$$

- mimo provoz

$$k_{PPMP} = \frac{Re_{PP}}{\sigma_{OMPP}} = \frac{355}{132,54} = 2,68 \rightarrow \text{je dostačující} \quad (94)$$

Volba pera pro uložení bubnu

Volím **PERO 28x16 - 130 ČSN 02 2562**, vyrobeno z materiálu E 335.

Mez kluzu materiálu E 335 $Re_{PB} = 355 \text{ MPa}$

Průměr hřídele pod bubnem $d_{HB} = 115 \text{ mm}$

Délka pera $l_{PB} = 130 \text{ mm}$

Hloubka drážky v náboji $t_{1B} = 6,1 \text{ mm}$

Kontrola pera na otlačení

- otlačení za provozu

$$\sigma_{OTZPB} = \frac{M_{KZPB}}{d_{HB}} \cdot \frac{2}{(l_{PB} \cdot t_{1B})} = \frac{9\,222\,938,14}{115} \cdot \frac{2}{(130 \cdot 6,1)} = 202,27 \text{ MPa} \quad (95)$$

- otlačení mimo provoz

$$\sigma_{OTMPB} = \frac{M_{KMPB}}{d_{HB}} \cdot \frac{2}{(l_{PB} \cdot t_{1B})} = \frac{6\,925\,000}{115} \cdot \frac{2}{(130 \cdot 6,1)} = 151,87 \text{ MPa} \quad (96)$$

Součinitel bezpečnosti

- za provozu

$$k_{PBZP} = \frac{Re_{PB}}{\sigma_{OTZPB}} = \frac{355}{202,27} = 1,76 \rightarrow \text{je dostačující} \quad (97)$$

- mimo provoz

$$k_{PBMP} = \frac{Re_{PB}}{\sigma_{OTMPB}} = \frac{355}{151,87} = 2,34 \rightarrow \text{je dostačující} \quad (98)$$

Volba pera pro uložení brzdového kotouče

Volím **PERO 25x14 - 130 ČSN 02 2562**, vyrobeno z materiálu E 335.

Mez kluzu materiálu E 335 $Re_{PK} = 355 \text{ MPa}$

Průměr hřídele pod bubnem $d_{HK} = 85 \text{ mm}$

Délka pera $l_{PK} = 130 \text{ mm}$

Hloubka drážky v náboji $t_{1K} = 5,3 \text{ mm}$

Kontrola pera na otláčení

- otláčení

$$\sigma_{OK} = \frac{M_{KZPB}}{d_{HK}} \cdot \frac{2}{(l_{PK} \cdot t_{1K})} = \frac{9\,222\,938,14}{85} \cdot \frac{2}{(130 \cdot 5,3)} = 314,96 \text{ MPa} \quad (99)$$

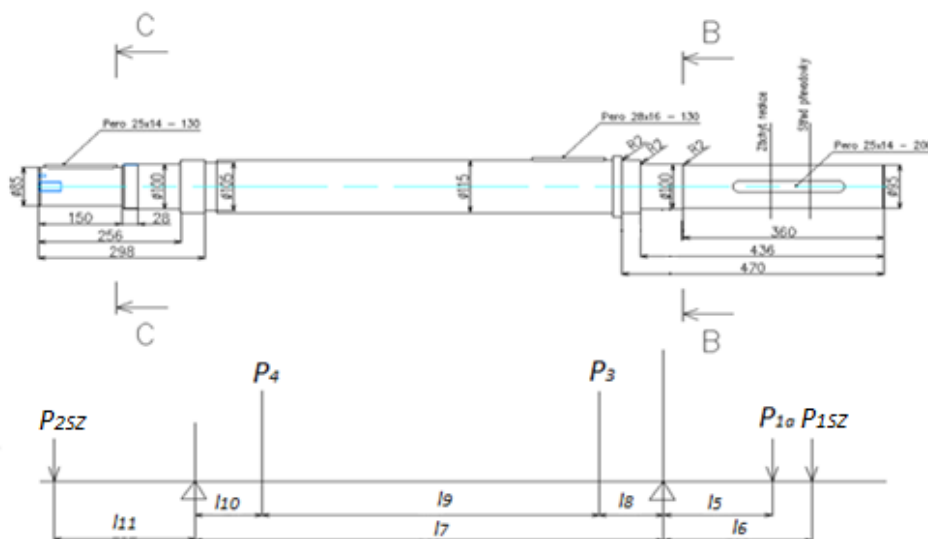
Součinitel bezpečnosti

$$k_{PK} = \frac{Re_{PK}}{\sigma_{OK}} = \frac{355}{314,96} = 1,13 \rightarrow \text{je dostačující} \quad (100)$$

6.5 Kontrola zvolených ložisek

6.5.1 Kontrola ložiska bubnu u převodovky

Kontrola se provádí u ložiska umístěného u převodovky, protože zde působí největší zatížení.



Obr. 6.17 Hřídel bubnu a náčrtes zatížení

Svislé zatížení

Zatížení z tíhy pohonu a reakce na moment

$$P_{1SZ} = P_1 + P_{1aZPP} = 5\,600 + 9\,420,77 = 15\,020,77 \text{ N} \quad (101)$$

Zatížení z tíhy brzdového kotouče a odhadnuté nerovnoměrnosti tření

$$P_{2SZ} = P_2 + P_5 = 1\,000 + 2\,000 = 3\,000 \text{ N} \quad (102)$$

Zatížení na jedno ložisko u bubnu

$$S_{LB} = \frac{P_{1SZ} \cdot (l_7 + l_6) + \frac{G_b}{2} \cdot \frac{l_7}{2} - P_{2SZ} \cdot l_{11}}{l_7} = \quad (103)$$

$$S_{LB} = \frac{15\,020,77 \cdot (839 + 265) + \frac{4\,390}{2} \cdot \frac{839}{2} - 3\,000 \cdot 252}{839} = 19\,961,54 \text{ N}$$

Tíhová síla váhy bubnu, hřídele a lana bubnu $G_B = 4390 \text{ N}$

Zatížení lany

Za provozu kdy jsou obě větve kladkostroje funkční

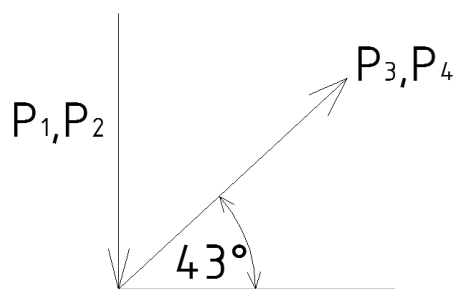
$$S_{LLOV} = \frac{F_{LZP} \cdot 1\,000}{2} = \frac{36,89 \cdot 1\,000}{2} = 18\,445 \text{ N} \quad (104)$$

- vodorovná složka

$$S_{LLOVV} = S_{LLOV} \cdot \cos \alpha = 18\,445 \cdot \cos 43^\circ = 13\,489,82 \text{ N} \quad (105)$$

kde:

α_Z ° úhel sklonu působení sil na hřídel P_3, P_4



Obr. 6.18 Působení sil na hřídeli

- svislá složka

$$S_{LLOVS} = S_{LLOV} \cdot \sin \alpha = 18\,455 \cdot \sin 43^\circ = 12\,586,28 \text{ N} \quad (106)$$

Za provozu kdy je funkční jen jedna větev kladkostroje

$$S_{LLJV} = F_{LZP} \cdot 1\,000 \cdot \frac{(l_7 - l_8)}{l_7} = 36,89 \cdot 1\,000 \cdot \frac{(839 - 116)}{839} = 31\,789,59 \text{ N} \quad (107)$$

- vodorovná složka

$$S_{LLJVV} = S_{LLJV} \cdot \cos \alpha = 31\,789,59 \cdot \cos 43^\circ = 23\,249,43 \text{ N} \quad (108)$$

- svislá složka

$$S_{LLJVS} = S_{LLJV} \cdot \sin \alpha = 31\,789,59 \cdot \sin 43^\circ = 21\,680,45 \text{ N} \quad (109)$$

Osové zatížení ložiska

$$S_{LO} = F_{LZP} \cdot 1\,000 \cdot \sin \beta = 36,89 \cdot 1\,000 \cdot \sin 1^\circ = 643,82 \text{ N} \quad (110)$$

kde:

β ° úhel sklonu lana u čel lanového bubnu

Celková zatížení ložiska u převodovky

Celkové svislé zatížení

- za provozu kdy obě větve kladkostroje jsou funkční

$$S_{CSOV} = S_{LB} + S_{LLOVS} = 19\,961,54 + 12\,586,28 = 32\,547,82\,N \quad (111)$$

- za provozu kdy jedna větev kladkostroje je funkční

$$S_{CSJV} = S_{LB} + S_{LLJVS} = 19\,961,54 + 21\,680,45 = 41\,641,99\,N \quad (112)$$

Celkové vodorovné zatížení

- za provozu kdy obě větve kladkostroje jsou funkční

$$S_{CVOV} = S_{LLOVV} = 13\,489,82\,N$$

- za provozu kdy jedna větev kladkostroje je funkční

$$S_{CVJV} = S_{LLJVV} = 23\,249,43\,N$$

Celkové zatížení ložiska za provozu

- obě větve kladkostroje jsou funkční

$$S_{COV} = \sqrt{S_{CSOV}^2 + S_{CVOV}^2} = \sqrt{32\,547,82^2 + 13\,489,82^2} = 35\,232,60\,N \quad (113)$$

- jedna větev kladkostroje je funkční

$$S_{CJV} = \sqrt{S_{CSJV}^2 + S_{CVJV}^2} = \sqrt{41\,641,99^2 + 23\,249,43^2} = 47\,692,68\,N \quad (114)$$

Kontrola životnosti zvolených ložisek



Obr. 6.19 Ložisko soudečkové dvouřadé, [14]

Volím **LOŽISKO 23120 CC/W33** od firmy SKF.

Základní parametry ložiska [13,14]:

Dynamická únosnost	$C = 365 \text{ kN}$
Statická únosnost	$C_0 = 490 \text{ kN}$
Koeficienty zatížení	$Y_1 = 2,3$
	$Y_2 = 3,4$
	$Y_0 = 2,2$
	$e_L = 0,3$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = S_{COV} + (S_{LO} \cdot Y_1) = 34\,260,47 + (643,82 \cdot 2,3) = 35\,741,26 \text{ N} \quad (115)$$

Výpočet trvanlivosti ložisek

$$L_{hvyyp} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{VP} \cdot 60} = \left(\frac{365 \cdot 10^3}{35\,741,26}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{19,72 \cdot 60} = 1\,952\,923,32 \text{ hod} \quad (116)$$

kde:

$$p = \frac{10}{3} \quad \text{koeficient pro ložiska soudečková, [1]}$$

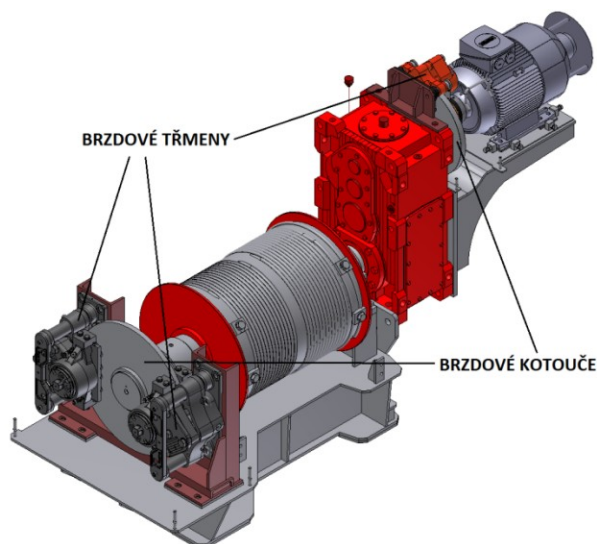
Otáčky na výstupu z převodovky

$$n_{VP} = \frac{n_M}{i_{PŘ}} = \frac{1\,470}{74,54} = 19,72 \text{ min}^{-1} \quad (117)$$

6.6 Výpočet brzd

6.6.1 Brzda za motorem

Navrhovaná **BRZDA** za motorem je **Svendborg BSFI 203**



Obr. 6.20 Umístění brzd na pohonu zdvihu kabiny

Základní parametry z katalogu výrobce [16]:

Svěrná síla $F_{SB1} = 2\,400\,N$

Koeficient tření $\mu_{BR} = 0,4$

Průměr brzdného kotouče $d_{BK1} = 0,4\,m$

Brzdná síla

$$F_{BR1} = F_{SB1} \cdot \mu_{BR} \cdot 2 = 2\,400 \cdot 0,4 \cdot 2 = 1\,920\,N \quad (118)$$

Brzdný moment

$$M_{BR1} = a_{BR1} \cdot F_{BR1} \cdot \frac{(d_{BK} - 0,07)}{2} = 1 \cdot 1\,920 \cdot \frac{(0,4 - 0,07)}{2} = 316,80\,N \cdot m \quad (119)$$

kde:

a_{BR1} počet třmenů působících na disk

Bezpečnost brzd

$$k_{BR1} = \frac{M_{BR1}}{M_{KM}} = \frac{360,80}{120} = 3,01 \geq k_{BRdov} = 1,5 - 1,9 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (120)$$

kde:

Krouticí moment na motoru $M_{KM} = 120\,N \cdot m$

Dovolená bezpečnost brzd z normy ČSN 27 7015 $k_{BRdov} = 1,5 - 1,9$

6.6.2 Brzda za lanovým bubnem

Navrhovaná **BRZDA** za lanovým bubnem je **Svendborg BSFI 335**

Základní parametry z katalogu výrobce [17]:

Svěrná síla $F_{SB2} = 28\,000\,N$

Koeficient tření $\mu_{BR} = 0,4$

Průměr brzdného kotouče $d_{BK2} = 0,55\,m$

Brzdná síla

$$F_{BR2} = F_{SB2} \cdot \mu_{BR} \cdot 2 = 28\,000 \cdot 0,4 \cdot 2 = 22\,400\,N \quad (121)$$

Brzdný moment

$$M_{BR2} = a_{BR2} \cdot F_{BR2} \cdot \frac{(d_{BK2} - 0,13)}{2} = 2 \cdot 22\,400 \cdot \frac{(0,55 - 0,13)}{2} = 9\,408\,N \cdot m \quad (122)$$

kde:

a_{BR2} počet třmenů působících na disk

Bezpečnost brzd

$$k_{BR} = \frac{M_{BR2}}{M_{KBB}} = \frac{9\,408}{4\,611,25} = 2,04 \geq k_{BRdov} = 1,5 - 1,9 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (123)$$

Kroutící moment na bubnu

$$M_{KBB} = S_{LLOV} \cdot \frac{D_B}{2} = 18\,445 \cdot \frac{0,5}{2} = 4\,611,25\,N \cdot m \quad (124)$$

7 ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout a vypočítat vhodný zdvih pro kabinu řidiče nového kolesového rýpadla KK- 550.

V úvodní části diplomové práce jsem se zabývala popisem činnosti kolesových rýpadel a místem nasazení nového kolesového rýpadla KK- 550 na povrchovém dole Bílina.

Další část je věnována popisu zdvihů již existujících kolesových rýpadel s výhodami a nevýhodami jejich použití. U jednotlivých kolesových rýpadel je uvedena i jejich stručná charakteristika a popis výbavy kabiny.

Následující kapitola popisuje samotné kolesové rýpadlo KK- 550. Podrobně jsou popsány jeho základní konstrukční celky. Mezi tyto celky patří housenicový podvozek, spodní stavba, otočná deska, předávací výložník, vyvažovací výložník, kolesový výložník, spojovací most, teleskop a podpěrný vůz.

V další části jsem se porovnávala možné varianty umístění kabiny řidiče. Varianty jsou tři. Je popsán princip u všech třech zdvihů a jsou uvedeny jejich výhody a nevýhody. Závěrem je stručně popsána volba nejvhodnější varianty zdvihu kabiny řidiče. Jsou uvedeny i důvody volby varianty třetí. Nakonec je popsána kabina řidiče a její výbava.

Před samotným výpočtem je grafický popis celé konstrukce pohonu zdvihu kabiny a popis mechanické části pohonu zdvihu.

Výpočet začíná zjištěním zatížení kabiny a zatížení větví kladkostroje. Následuje návrh kladkostroje. Volilo se lano a kontrolovalo se dle normy ČSN 277020. Navrhly se kladky zdvihu, volba převodovky, motoru a spojky s kontrolou bezpečnosti. Kontroloval se plášť lanového bubnu a hřídel bubnu. Byla provedena i kontrola zvolených ložisek na hřídeli. V závěru byl proveden výpočet a kontrola bezpečnosti brzd.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia. 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-2
- [2] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II. : hřídele, tribologie, ložiska*. 2 vydání, upravené. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně. 1987. 215 s.
- [3] MORAVEC, Vladimír; PIŠTÁČEK, Daniel. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava. 2009. 100 s. ISBN 978-80-248-0980-9
- [4] HELEBRANT, František; HOJDAR, Josef; GONDEK, Horst. *Povrchové dobývací stroje I. (druhá část)*. Ostrava: Vysoká škola Báňská v Ostravě. 1993. 460 s.
- [5] JURÁŠEK, Oldřich; LEDR, Zdeněk; ZDEBSKI, Otakar. *Jeřáby (1.díl)*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury. 1974. 645 s. ISBN 04-216-74
- [6] ČSN 277020. *Stroje pro povrchovou těžbu - ocelová lana pro rýpadla, nakladače, zakladače a zařízení DPD. Navrhování a výpočet*. Praha: Český normalizační institut. 2007. 8 s.
- [7] ČSN 271820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Český normalizační institut. 1957. 9 s.
- [8] ČSN 277015. *Stroje pro povrchové dobývání- Technické požadavky*. Praha: Český normalizační institut. 2007. 32 s.
- [9] FOLTA, Zdeněk. *Přednáška 5: Kontrola hřídele*
URL: <<http://www.347.vsb.cz/staff/folta/menu.htm>>
- [10] KU 300
URL: <<http://velkostroje.webpark.cz/ku300.html>>
- [11] KU 800
URL: <<http://velkostroje.webpark.cz/ku800.html>>
- [12] Doly Bílina
URL: <<http://www.sdas.cz/showdoc.do?docid=533>>
- [13] Rýpadla kolesová a korečková
URL: <www.prodeco.cz/cs/vyrobn-program/rypadla/>
- [14] 23120 CC/ W33 Ložisko soudečkové dvouřadé
URL: <<http://zbozi.arkov.cz/i/18509-23120-ccw33-lozisko-soudeckove-dvourade-skf.html>>

- [15] *Katalog soudečková ložiska*
URL: <<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?newlink=&action=search&lang=cs&prodid=1550033120>>
- [16] *Katalog brzdy za motorem Svenborg BSFI 200 Dualspring*
URL: <http://www.hainzl.at/uploads/produktpdfs/Hydraulikkomponenten/Scheibenbremsen/BSFI_200_DS.pdf>
- [17] *Katalog brzdy za bubnem Svenborg BSFI 300 Dualspring*
URL: <http://www.hainzl.at/uploads/produktpdfs/Hydraulikkomponenten/Scheibenbremsen/BSFI_300_DS.pdf>
- [18] *Katalog spojky Rexnord*
URL: <<http://www.rexnord.cz/download/1/Omega%20katalog.pdf>>
- [19] *Katalog motoru Siemens*
URL: <<http://www.elektromotory.cz/public/data/documentation/ch3%20D81.1%202007%20EN.pdf>>
- [20] *Katalog lan (Special Ropes - 8 strand ropes)*
URL: <www.zdb.cz>
- [21] *Firemní literatura a dokumentace Noen a.s.*
- [22] *Katalog převodovky SEW Eurodrive*
URL: <www.sew-eurodrive.cz>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 3.1	Kolesové rýpadlo K-650, [21]	19
Obr. 3.2	Kabina řidiče kolesového rýpadla K-650, [21]	19
Obr. 3.3	Kolesové rýpadlo K-10 000	20
Obr. 3.4	Kabina řidiče kolesového rýpadla K- 10 000	21
Obr. 3.5	Kabina řidiče kolesového rýpadla KU-800, [21]	23
Obr. 3.6	Kabina řidiče kolesového rýpadla KK-1300, [21]	25
Obr. 3.7	Kolesové rýpadlo KU-300, [21]	27
Obr. 3.8	Kabina řidiče kolesového rýpadla KU-300, [21]	27
Obr. 2.1	Technologie těžby - výška bloku 18 m, [21]	28
Obr. 2.2	Technologie těžby - výška bloku 20 m, [21]	29
Obr. 4.1	Původní studie kolesového rýpadla KK-550, [21]	29
Obr. 4.2	Finální studie kolesového rýpadla KK-550, [21]	31
Obr. 4.3	Umístění kabiny řidiče na paralelogramických schodech, [21]	42
Obr. 4.4	Umístěná kabiny řidiče na příhradovém sloupu, [21]	44
Obr. 4.5	Pohled na kabinu řidiče na rýpadle KK-550, [21]	45
Obr. 4.6	Pohled na kabinu řidiče, [21]	46
Obr. 4.5	Konstrukce pro zdvih kabiny řidiče, [21]	47
Obr. 5.6	Pohon zdvihu kabiny	48
Obr. 6.1	Výběr lana Seal, [20]	50
Obr. 6.2	Drážka kladek, [7]	50
Obr. 6.3	Drážky lanových bubnů, [7]	51
Obr. 6.4	Lanová kladka	51
Obr. 6.5	Pohled na sloup kabiny	52
Obr. 6.6	Řez přídržkou	54
Obr. 6.7	Převodovka čelní SEW X3FA 120/B	56
Obr. 6.8	Motor SIEMENS 1LE 1001 - 1DB43-4.AB4-Z	56
Obr. 6.9	Spojka Rex Omega 20	57
Obr. 6.10	Působení příslušenství pohonu na hřídel	60
Obr. 6.11	Hřídel bubnu	61
Obr. 6.12	Diagram součinitele jakosti povrchu η_P , [9]	65
Obr. 6.13	Diagram součinitele velikosti $\varepsilon\sigma, \varepsilon\tau$, [9]	65
Obr. 6.14	Tvarový součinitel $\alpha\sigma$ hřídele v osazení, ohyb, [2]	66
Obr. 6.15	Součinitel citlivosti materiálu η_C , [3]	66
Obr. 6.16	Tvarový součinitel $\alpha\tau k$ hřídele v osazení hřídele, krut, [2]	67
Obr. 6.17	Hřídel bubnu a nákres zatížení	70
Obr. 6.18	Působení sil na hřídeli	71
Obr. 6.19	Ložisko soudečkové dvouřadé, [14]	73
Obr. 6.20	Umístění brzd na pohonu zdvihu kabiny	74

SEZNAM TABULEK

Tab. 3.1	Technické parametry kolesového rýpadla KU 800, [20].....	22
Tab. 3.2	Technické parametry kolesového rýpadla KK 1300, [20].....	23
Tab. 3.3	Technické parametry kolesového rýpadla KU 300, [20].....	26

PŘÍLOHY

Zdvih kabiny řidiče

DP-HLO055-01

Pohon zdvihu kabiny řidiče

DP-HLO055-02

Hřídel

DP-HLO055-03

Lanový buben

DP-HLO055-04

Rám pohonu

DP-HLO055-05

Spojka s brzdovým kotoučem

DP-HLO055-06

Lanová kladka

DP-HLO055-07